

**Implementação e ensaio de um compressor
centrífugo mecânico de pequenas dimensões**
(Versão revista após discussão)

Édi Élson Pires Monteiro

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Aeronáutica
(mestrado integrado)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

agosto de 2021

Folha em branco

Folha em branco

Agradecimentos

Durante esta jornada tive sempre comigo pessoas que me ajudaram a superar todos os obstáculos e não posso deixar de lhes agradecer por todo este apoio ao longo destes anos.

Em primeiro lugar, quero agradecer aos meus pais pelo amor incondicional que sempre me deram, por nunca desistirem de mim nem duvidarem das minhas capacidades e por toda a motivação que me deram para poder ultrapassar esta etapa.

Em segundo lugar, um agradecimento especial também para o orientador desta dissertação o professor Francisco Brójo, que sempre esteve presente e deu todo o apoio necessário para a realização deste trabalho.

Quero também agradecer aos meus amigos Alexandre Nunes e João Antunes por toda a sua ajuda e conselhos ao longo deste trabalho.

Aos meus amigos, que estiveram comigo durante estes anos, um obrigado muito especial por tudo o que passámos juntos e por aquilo que me fizeram crescer como pessoa e academicamente também.

Não posso deixar de agradecer também aos meus familiares, especialmente aos meus avós, por toda a força e motivação que depositaram em mim.

Por último, quero agradecer à minha namorada Rita, pois sem ela isto não era possível.

Folha em branco

Resumo

A implementação de sistemas de sobrealimentação em motores de combustão interna já é estudada há várias décadas. A necessidade de aumentar potência juntamente com a de reduzir consumos tornaram esta procura bastante apelativa. No entanto, durante muitos anos, os sistemas de sobrealimentação foram projetados e construídos com base em conhecimento empírico. Dado ao aprofundamento do conhecimento em aerodinâmica e mecânica praticados hoje em dia, é possível prever o desempenho de turbomáquinas em função de parâmetros específicos e otimizar o conceito antes da fase de construção, de forma a tornar os sistemas mais seguro (e eficiente).

Este projeto foi desenvolvido com o propósito de verificar se a implementação de um sistema de sobrealimentação de pequenas dimensões a um motor de combustão interna é uma opção viável. Para isso, foi construído um banco de ensaios para teste de um motor Honda GX50, um monocilíndrico a 4 tempos, ao qual foi acoplado mecanicamente um compressor centrífugo de pequenas dimensões ligado através de duas polias. Foram usadas polias de diferentes dimensões com a finalidade de comparar resultados e perceber a influência no desempenho do motor estudado. O desempenho do motor foi quantificado pelos valores de binário, potência, pressão estática e consumo específico de cada caso ensaiado.

Por fim e com base nos resultados obtidos, determinou-se que o sistema de sobrealimentação aumenta ligeiramente o desempenho do motor, aumentando os seus valores de binário e potência, e diminuindo os valores de consumo específico, mas apesar do compressor centrífugo conseguir injetar mais ar para a admissão do motor, verificado pelo aumento da pressão estática do sistema, evidencia-se que o sistema não é uma solução muito viável.

Palavras-chave

Sobrealimentação; compressor centrífugo; rotor; difusor; binário; potência média; consumo específico; pressão estática.

Folha em branco

Abstract

The implementation of supercharging systems in internal combustion engines has been studied for several decades. The need to increase power output together with the need to reduce consumption have made this pursuit very appealing. However, for many years supercharging systems were designed and built based on empirical knowledge. Given the depth of knowledge in aerodynamics and mechanics practiced today, it is possible to predict turbomachinery performance as a function of specific parameters and optimize the concept before the construction phase in order to make the systems safer (and more efficient).

This project was developed with the purpose of verifying whether the implementation of a small supercharging system to an internal combustion engine is a viable option. For this purpose, a test bench was built to test a Honda GX50 engine, a single-cylinder 4-stroke, to which a small centrifugal compressor was mechanically coupled connected through two pulleys. Pulleys of different dimensions were used in order to compare results and understand the influence on the performance of the engine studied. The engine performance was quantified by the values of torque, power, static pressure and specific consumption for each case tested.

Finally, and based on the results obtained, it was determined that the supercharging system slightly increases the engine performance, increasing its torque and power values, and decreasing the specific consumption values, but despite the centrifugal compressor being able to inject more air into the engine intake, verified by the increase of the static pressure of the system, it is evident that the system is not a very viable solution.

Keywords

Supercharger; centrifugal compressor; impeller; diffuser; torque; average power; specific fuel consumption; static pressure.

Folha em branco

Índice

Capítulo 1 – Introdução	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Revisão Bibliográfica.....	3
1.3.1. Motores aeronáuticos.....	3
1.3.1.1. Ramjet.....	4
1.3.1.2. Pulsejet.....	5
1.3.1.3. Scramjet	6
1.3.1.4. Turboramjet.....	7
1.3.1.5. Turborocket.....	8
1.3.1.6. Motor de turbina a gás.....	9
1.3.1.7. Turbojato	9
1.3.1.8. Turbo-hélice.....	10
1.3.1.9. Turbo-eixo.....	11
1.3.1.10. Turbofan	12
1.3.1.11. Propfan.....	13
1.3.1.12. Advanced ducted fan.....	13
1.3.1.13. Turbinas de gás industriais.....	14
1.3.2. Compressor	14
1.3.2.1. Compressor de deslocamento positivo	15
1.3.2.2. Compressor dinâmico	17
1.3.2.3. Compressor axial	18
1.3.2.4. Compressor centrífugo.....	20
1.3.2.5. Turbocompressores e sobrealimentadores.....	24
1.3.2.6. Rotor	26
1.3.2.7. Condução de entrada.....	30

1.3.2.8.	Ducto	30
1.3.2.9.	Difusor	31
1.3.2.9.1.	Difusor sem palhetas.....	32
1.3.2.9.2.	Difusor de palhetas	33
1.3.2.10.	Voluta	34
1.3.2.11.	<i>Surge</i>	35
1.3.2.12.	Coeficiente de escoamento	37
1.3.2.13.	Triângulo de Velocidades	38
Capítulo 2 – Casos de Estudo		39
Capítulo 3 – Metodologia.....		45
3.1 Atividade experimental		45
3.1.2	Motor Honda GX50.....	45
3.1.3	Hélice	45
3.1.4	Binário do motor	46
3.1.5	Rotações.....	48
3.1.6	Consumo	49
3.1.7	Pressão estática.....	50
3.1.8	Compressor centrífugo	50
3.1.9	Instalação experimental	52
3.1.10	Procedimento experimental	57
Capítulo 4 – Resultados.....		63
4.1	Binário	63
4.2	Pressão estática	66
4.3	Potência	69
4.4	Consumo específico	71
Capítulo 5 – Conclusão		74
5.1	Trabalhos futuros.....	74
Bibliografia		75

Apêndices	76
Apêndice A – Características gerais do motor Honda GX50	76
Apêndice B – Análise da hélice no <i>Propselector</i>	77
Apêndice C – Código para determinar o fator de calibração	78
Apêndice D – Código para leitura dos valores na célula de carga e no sensor diferencial de pressão	79
Apêndice E – Código para leitura de rpm com sensor IR	80
Apêndice F – Sistemas para determinação de pressão estática, binário e rpm	81

Folha em branco

Lista de Figuras

Figura 1 - Classificação de motores aeroespaciais	4
Figura 2 - Motor ramjet subsônico.....	5
Figura 3 - Motor ramjet supersônico	5
Figura 4 – Operação do pulsejet	6
Figura 5 - Motor scramjet.....	7
Figura 6 - Motor turboramjet.....	8
Figura 7 - Motor turborocket.....	9
Figura 8 - Motor turbojato com compressor centrífugo.....	10
Figura 9 - Motor turbojato com compressor axial.....	10
Figura 10 - Motor turbo-hélice com turbina que aciona tanto o compressor como a hélice	11
Figura 11 - Motor turbo-eixo com uma turbina de potência livre	12
Figura 12 - Esquema de um motor turbofan.....	12
Figura 13 - Motor propfan de rotação simples.....	13
Figura 14 - Motor propfan de contra-rotação	14
Figura 15 - Classificação de compressores	15
Figura 16 - Compressor de pistão.....	16
Figura 17 - Compressor de parafuso.....	16
Figura 18 - Compressor axial.....	18
Figura 19 - Fila de pás (secção transversal cilíndrica).	19
Figura 20 - Um estágio de um compressor axial (secção transversal axial).	19
Figura 21 – Esquema sequencial de um compressor centrífugo	21
Figura 22 - Compressão de volume de compressor centrífugo através do aumento de pressão e temperatura	22
Figura 23 - Geometria de um compressor centrífugo.....	23
Figura 24 – Ilustração de um compressor centrífugo.....	24
Figura 25 – turbocompressor.....	25
Figura 26 - esquema de sobrealimentador	26
Figura 27 - Forma de um rotor.....	27
Figura 28 - Rotor aberto.....	28
Figura 29 - Rotor coberto	28

Figura 30 - Esquema de escoamento dentro de um rotor	30
Figura 31 - Ducto de entrada - a. entrada radial, b. entrada tangencia	31
Figura 32 - Difusores sem e com palhetas.....	33
Figura 33 - Esboço esquemático do compressor centrífugo equipado com uma voluta	34
Figura 34 - Ciclo de surge num compressor.....	35
Figura 35 - Esquema de triângulo de velocidades	38
Figura 36 - Hélice 19x8 usada durante todos os ensaios	46
Figura 37 - Esquema do sistema de medição do binário do motor.	47
Figura 38 - Ilustração do princípio usado para determinação do binário.....	47
Figura 39 - Pipeta usada para medição do consumo específico do motor em todos os ensaios	50
Figura 40 - Compressor centrífugo usado como sistema de sobrealimentação ..	51
Figura 41 - Compressor centrífugo conectado a uma polia.....	52
Figura 42 - Grade de ferro usada como sistema de segurança durante toda a atividade experimental	53
Figura 43 - Motor Honda GX50 após remoção do arranque à corda	54
Figura 44 - Estrutura em forma de "gaiola" para suportar o sistema de sobrealimentação do motor	55
Figura 45 - Conexão do compressor para o carburador do motor através de um tubo PVC flexível.....	56
Figura 46 - Estrutura cônica impressa em 3D para arrancar o motor	56
Figura 47- Exemplos de diferentes tubos PVC usados durante os ensaios experimentais.....	58
Figura 48 - Carburador G100 GXH50 Petrol Engine usado em vários ensaios .	59
Figura 49 - Estrutura em alumínio usada para conectar o novo carburador à admissão do motor.....	60
Figura 50 - Sistema de sobrealimentação com tubo PVC flexível conectado a flanges impressas em 3D	60
Figura 51 - Novo depósito de combustível usado durante os ensaios.....	61
Figura 52 - Configuração final dos ensaios experimentais, com o carburador de origem do motor	62
Figura 53 - Análise da hélice 18x10 no PropSelector	77
Figura 54 - Análise da hélice 19x8 no PropSelector	77

Figura 55 - Sensor de medição de pressão estática MPX4250DP	81
Figura 56 - Arduino Uno com sensor de pressão e célula de carga ligados.....	81
Figura 57 - Tacómetro usado para determinar rotações do motor.....	82

Folha em branco

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Especificações gerais do motor Honda GX50	76
--	----

Folha em branco

Lista de Gráficos

Gráfico 1 - Caracterização do binário do motor naturalmente aspirado	64
Gráfico 2 - Caracterização do binário do motor com razão de polias 1:1.5.....	64
Gráfico 3 - Caracterização do binário do motor com razão de polias 1:3	65
Gráfico 4 - Caracterização do motor com razão de polias 1:6.....	65
Gráfico 5 - Caracterização da pressão estática do motor naturalmente aspirado	66
Gráfico 6 - Caracterização da pressão estática do motor naturalmente aspirado com o tubo encaixado no carburador.....	67
Gráfico 7 - Caracterização da pressão estática do motor com razão de polias 1:1.5	67
Gráfico 8 - Caracterização da pressão estática do motor com razão de polias 1:3	68
Gráfico 9 - Caracterização da pressão estática do motor com razão de polias 1:6	68
Gráfico 10 - Caracterização da potência média do motor naturalmente aspirado	69
Gráfico 11 - Caracterização da potência média do motor com razão de polias 1:1.5	70
Gráfico 12 - Caracterização da potência média do motor com razão de polias 1:3	70
Gráfico 13 - Caracterização da potência média do motor com razão de polias 1:6	71

Gráfico 14 - Caracterização do consumo específico do motor naturalmente aspirado.....	72
Gráfico 15 - Caracterização do consumo específico do motor com razão de polias 1:1.5.....	72
Gráfico 16 - Caracterização do consumo específico do motor com razão de polias 1:3	73
Gráfico 17 - Caracterização do consumo específico do motor com razão de polias 1:6	73

Nomenclatura

Φ	Coefficiente de escoamento
Q	Capacidade de escoamento volumétrico
N	Frequência
D_2	Diâmetro de saída
\dot{V}	Caudal volúmico
d_2	Diâmetro externo do motor
u_2	Velocidade na periferia do rotor
c	Velocidade absoluta
w	Componente meridional da velocidade
u	Componente periférica da velocidade
\dot{f}	Caudal de combustível

Lista de Acrónimos

UBI	Universidade da Beira Interior
CFD	Dinâmica de fluidos computacional
SFC	Consumo específico de combustível
ABS	Acrilonitrila butadieno estireno
PVC	Policloreto de vinila

Folha em branco

Capítulo 1 – Introdução

1.1. Motivação

O aparecimento dos compressores trouxe mudanças significativas no mundo da mecânica revelando um avanço significativo nesta área, uma vez que aumentou a complexidade de funcionamento.

Neste estudo foi explorada a possibilidade de aumentar a potência e o desempenho do motor sem ser necessário aumentar a sua cilindrada.

Apesar das vantagens apresentadas pela implementação da estrutura, o aumento de peso tornou desafiante a elaboração deste tipo de projeto.

Esta oportunidade surgiu no seguimento de um projeto realizado na Universidade da Beira Interior, cujo objetivo principal foi explorar a implementação de um sobrealimentador em motores de combustão interna de dimensões reduzidas.

A escassez de informação foi uma das razões que me cativou em abordar a temática em questão, sendo uma vantagem investigar algo novo e contribuir para futuros trabalhos que necessitem dos resultados apresentados.

Não só se trata de uma oportunidade de poder desenvolver um trabalho experimental que permite pôr em prática tudo aquilo que aprendi, mas também alcançar os objetivos propostos definidos para a conclusão do meu projeto.

1.2. Objetivos

Esta dissertação tem como finalidade:

- Aprofundar o conhecimento acerca de sobrealimentadores em motores de combustão interna;
- Adaptar um banco de ensaios para ensaiar um sobrealimentador mecânico de pequenas dimensões;
- Testar e analisar o desempenho de um motor Honda GX50 (naturalmente aspirado);
- Testar e analisar o desempenho de um motor Honda GX50 sobrealimentado mecanicamente por um compressor centrífugo de pequenas dimensões;
- Comparar as análises feitas no motor naturalmente aspirado e sobrealimentado;

1.3. Revisão Bibliográfica

1.3.1. Motores aeronáuticos

Os motores aeronáuticos são classificados em duas grandes categorias, motores respiradores de ar ou não respiradores de ar. Os motores respiradores de ar (airbreathers) são motores que utilizam o próprio ar, através do qual o próprio veículo voa, tanto como fonte de oxidante para o combustível na câmara de combustão como para o fluido de trabalho para gerar impulso. Os motores não respiradores de ar são os motores foguete em que o gás propulsivo é transportado a bordo do veículo. Um motor de foguete é definido como um dispositivo de propulsão a jato que produz impulso por ejetar a matéria armazenada, chamada propelentes.

Os motores de respiração de ar são ainda divididos em motores alternativos e motores a jato. Foi o motor de pistão que propulsionou o primeiro voo bem-sucedido dos irmãos Wright. De 1903 a 1908, foram utilizados motores de pistão que empregavam motores refrigerados a água. O problema do excesso de resistência e peso causado pelos motores arrefecidos a líquido afetou o desempenho do avião nessa altura. Em 1908, os motores arrefecidos a ar substituíram os arrefecidos a líquido, o que levou a uma poupança substancial no peso (30%-40%). Contudo, estes motores arrefecidos a ar não tiveram um desempenho tão bom quanto esperado. Assim, a partir de 1915, melhores desenhos de motores arrefecidos a líquido foram capazes de desenvolver mais potência do que os arrefecidos a ar. Em meados dos anos 40, o debate entre motores arrefecidos a ar já tinha terminado, tendo os motores arrefecidos a ar sido os vencedores. A NACA desenvolveu uma casca que envolvia o motor para melhorar a eficiência dos aviões arrefecidos a ar. Esta cobertura para o motor melhorou o fluxo de ar sobre os cilindros do motor aumentando a quantidade de ar realmente em contacto com as alhetas de arrefecimento dos cilindros.

Contudo, os motores a pistão eram demasiado pesados para competir com os motores a jato em termos da potência gerada. Os motores a jato têm muitas vantagens em relação aos motores alternativos, sendo a mais óbvia a capacidade de permitir maior velocidade de voo. O controlo é mais simples porque uma alavanca controla tanto a velocidade como a potência. Com o grande fluxo de ar, o arrefecimento é menos complicado. Velas de ignição são utilizadas apenas para o arranque, e o sistema de ignição dos motores alternativos, em que a combustão é intermitente não é necessário [4].

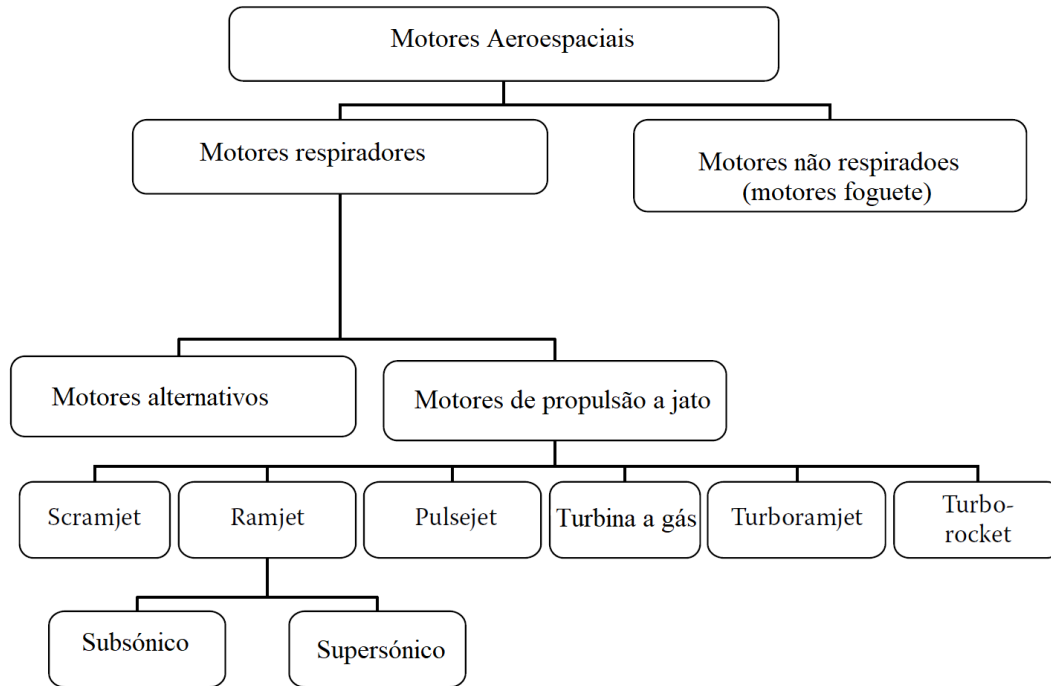


Figura 1 - Classificação de motores aeroespaciais [4].

1.3.1.1. Ramjet

O motor ramjet é uma conduta aerotermodinâmica. É composto por três elementos, nomeadamente, uma entrada, que é uma conduta divergente, uma zona de combustão, e um bocal, convergente ou convergente-divergente. Não há elementos rotativos, nem um compressor nem uma turbina. As figuras 2 e 3 ilustram a disposição dos ramjets subsônicos e supersônicos.

Quando em voo, o ar é forçado para a entrada (ou admissão de ar). O ar que entra na entrada perde velocidade ou energia cinética e aumenta a pressão. A seguir, entra na zona de combustão onde é misturado com o combustível e queimado. Os gases quentes são então expelidos no bocal onde é gerada a força de impulsão. O ramjet é ineficiente a velocidades de voo subsônicas. Conforme descrito anteriormente, o ramjet tem a virtude da simplicidade máxima, uma vez que não está instalada nenhuma turbomáquina, e tem a máxima tolerância ao funcionamento a altas temperaturas e um impulso mínimo de massa por unidade com números de Mach de voo adequados [4].

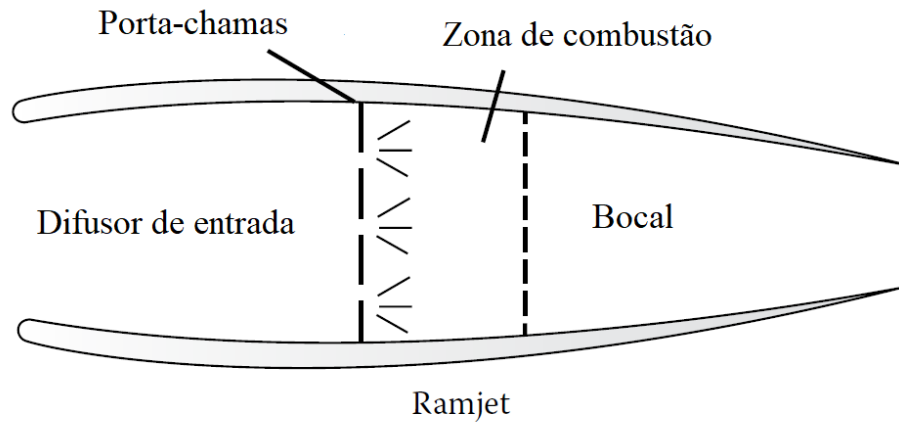


Figura 2 - Motor ramjet subsônico [4].

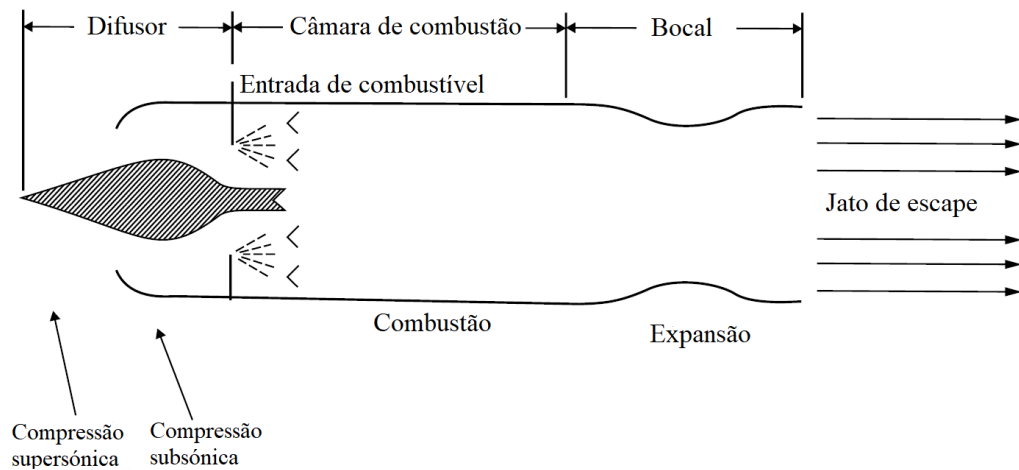


Figura 3 - Motor ramjet supersônico [4].

1.3.1.2. Pulsejet

Um motor pulsejet (ver fig. 4) é uma forma muito simples de motor de combustão interna. Um pulsejet é semelhante a um ramjet, exceto que uma série de válvulas de tipo mola (válvulas unidirecionais) estão localizadas à frente da seção de combustão. Num pulsejet, a combustão é intermitente ou pulsante em vez de contínua. O ar é admitido através das válvulas, e a combustão é iniciada, o que aumenta a pressão, fechando as válvulas para impedir o refluxo através da entrada. Os gases quentes são expelidos através do bocal traseiro, produzindo impulso e baixando a pressão ao ponto de as válvulas poderem abrir e admitir ar fresco. O ciclo é então repetido.

O efeito de impulso também pode ser alcançado num motor sem válvulas, ou motor de ondas, em que o ciclo depende de ondas de pressão que viajam para trás e para a frente através de um motor devidamente dimensionado. Um motor pulsejet fornece impulso à velocidade zero e pode ser iniciado a partir do repouso, mas as velocidades máximas de voo possíveis são inferiores a 960 km/h. Má eficiência, vibração severa e ruído elevado limitaram a sua utilização em veículos de baixo custo, sem piloto. Os pulsejets utilizam a velocidade de avanço do motor e a forma de entrada para comprimir o ar que entra; depois os obturadores na entrada fecham enquanto o combustível é inflamado na câmara de combustão e a pressão dos gases em expansão forçam o jato para a frente. Os obturadores abrem-se e o processo recomeça [4].

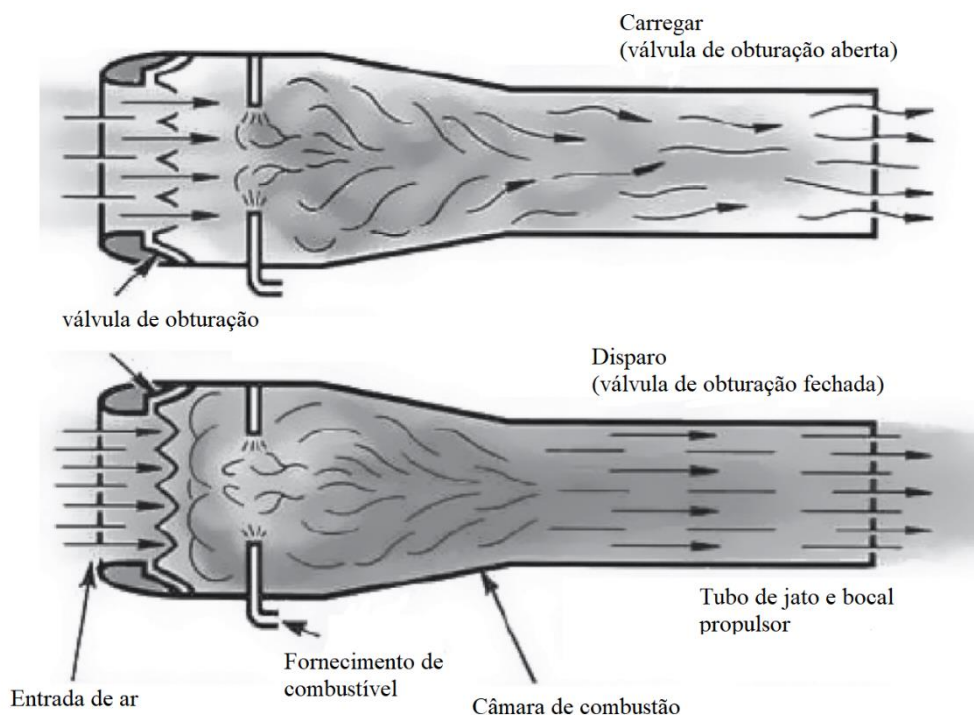


Figura 4 – Operação do pulsejet [4].

1.3.1.3. Scramjet

O scramjet (ver Fig. 5) difere do ramjet na medida em que a combustão ocorre a velocidades de ar supersónico através do motor. Isto permite ao scramjet alcançar velocidades superiores às de um ramjet convencional, o que reduz a velocidade de entrada de ar a velocidades subsónicas antes de entrar na câmara de combustão. As projecções para a velocidade máxima de um motor scramjet (sem entrada adicional de oxidante) variam entre Mach 12 e Mach 24 (velocidade orbital). É mecanicamente simples, mas muito mais complexas aerodinamicamente do que um motor a jato. O hidrogénio é normalmente o combustível utilizado [4].



Figura 5 - Motor scramjet [4].

1.3.1.4. Turboramjet

O motor turboramjet (ver Fig. 6) combina o motor turbojato para velocidades até Mach 3 com o motor ramjet, que tem um bom desempenho com números elevados de Mach. O motor é rodeado por uma conduta que tem uma admissão variável na frente e um tubo de jato pós-combustão com um bocal variável na traseira. Durante a descolagem e aceleração, o motor funciona como um turbojato convencional com o afterburner ligado, enquanto noutras condições de voo até Mach 3, o afterburner está inoperável. À medida que a aeronave acelera até Mach 3, o turbojato é desligado e o ar de admissão é desviado do compressor, por palhetas-guia, e conduzido directamente para o tubo do jato pós-combustão, que se transforma numa câmara de combustão de um ramjet. Este motor é adequado para uma aeronave que requer alta velocidade e condições de cruzeiro de elevado número de Mach sustentado, onde o motor funciona no modo ramjet [4].

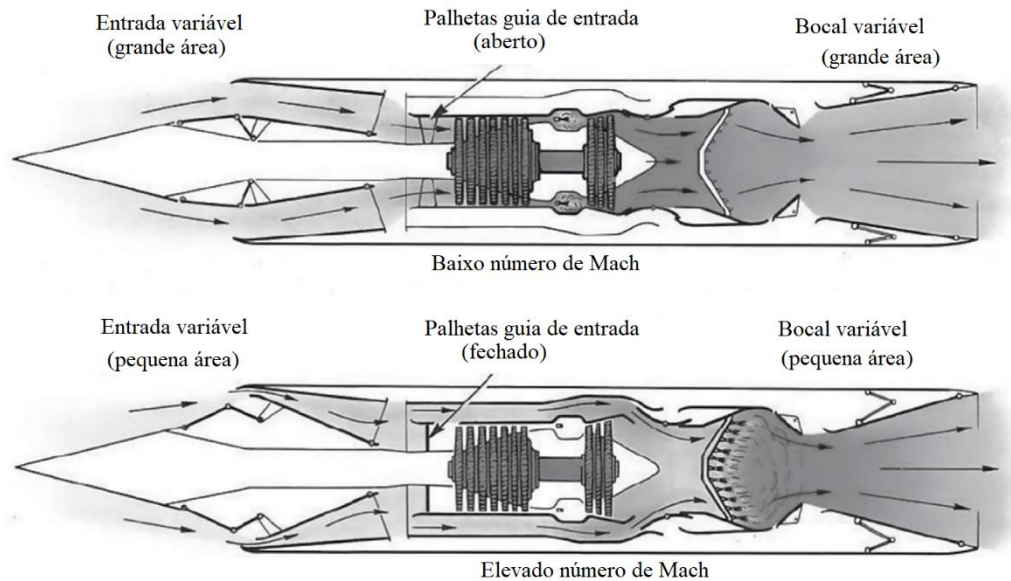


Figura 6 - Motor turboramjet [4].

1.3.1.5. Turborocket

O motor turborocket (ver Fig. 7) poderia ser considerado como um motor alternativo ao turbojato. A sua única grande diferença é que transporta o seu próprio oxigênio para fornecer a combustão. O motor tem um compressor de baixa pressão acionado por uma turbina de várias fases; a potência para acionar a turbina deriva da combustão de querosene e oxigênio líquido numa câmara de combustão do tipo foguetão. Uma vez que a temperatura do gás será da ordem dos 3500°C, é pulverizado combustível adicional na câmara de combustão para efeitos de arrefecimento antes do gás entrar na turbina. Esta mistura rica em combustível (gás) é então diluída com ar do compressor e o combustível excedente é queimado num sistema convencional de pós-combustão. Embora o motor seja mais pequeno e mais leve do que o turboramjet, tem um maior consumo de combustível. Isto tende a torná-lo mais adequado para uma aeronave do tipo intercetor ou lançador espacial que requer um desempenho de alta velocidade e altitude e que normalmente tem um plano de voo que é inteiramente acelerador e de curta duração [4].

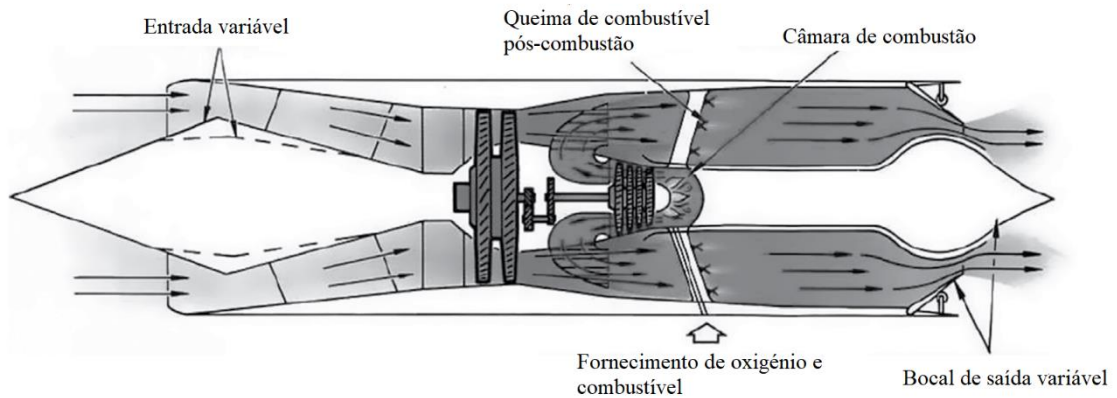


Figura 7 - Motor turbojet [4].

1.3.1.6. Motor de turbina a gás

Os motores de turbinas a gás são as centrais de energia de todos os aviões/helicópteros voadores (e neste caso podem ser indicados como motores aéreos ou turbinas a gás aeroderivadas) e a fonte de energia em diversas aplicações industriais em automóveis, tanques, embarcações marítimas, e geração de energia eléctrica. Para além das vantagens dos motores a jacto sobre os motores alternativos, as tensões vibratórias são aliviadas como resultado da rotação e não das partes alternativas.

1.3.1.7. Turbojato

Os motores turbojato (ver Fig. 8 e 9) foram o primeiro tipo de motor a jato utilizado para alimentar aviões já nos anos 40. Este motor mudou completamente o transporte aéreo. Reduziu consideravelmente os custos das viagens aéreas e melhorou a segurança das aeronaves. O turbojato também permitia velocidades mais rápidas, mesmo velocidades supersónicas. Tinha uma relação de impulso por unidade de peso muito mais elevada do que os motores a pistão, o que levou diretamente a gamas mais longas, maiores cargas úteis, e custos de manutenção mais baixos [4].

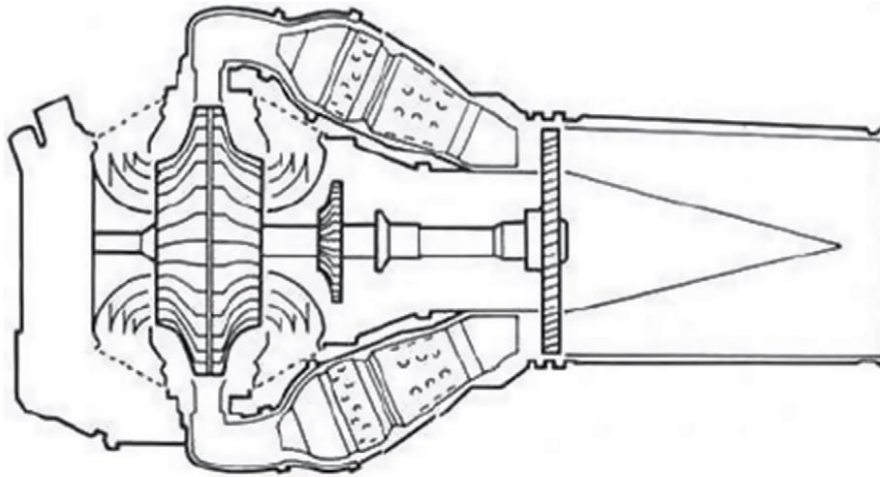


Figura 8 - Motor turbojato com compressor centrífugo [4].

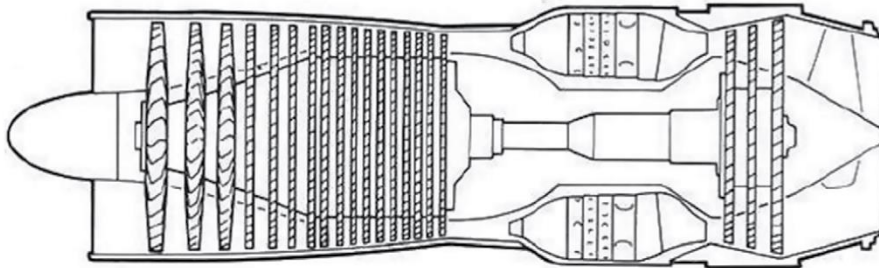


Figura 9 - Motor turbojato com compressor axial [4].

1.3.1.8. Turbo-hélice

Os motores turbo-hélice (ver Fig. 10) combinam as melhores características dos motores turbojato e de pistão. O primeiro é mais eficiente a altas velocidades e altitudes, enquanto o segundo é mais eficiente a velocidades inferiores a 643-724 km/h e abaixo dos 30.000 pés. Conseqüentemente, as aeronaves pendulares e os transportes militares tendem a apresentar motores turbo-hélice. Um motor turbo-hélice difere de um motor turbojato na medida em que o desenho é otimizado para produzir potência de eixo rotativo para acionar uma hélice, em vez de

impulso do gás de escape. O turbo-hélice utiliza uma turbina a gás para fazer girar uma grande hélice. O veio que liga a hélice à turbina está também ligado a uma caixa de velocidades que controla a velocidade da hélice. A hélice é mais eficiente e silenciosa quando as pontas estão a girar a uma velocidade ligeiramente inferior à supersónica. Além disso, nenhuma hélice é capaz de resistir às forças geradas quando gira à mesma velocidade que a turbina. Os motores turbo-hélice podem ainda ser classificados em dois grupos, dependendo da turbina que aciona a hélice. No primeiro grupo, a hélice é acionada pela mesma turbina de gás que aciona o compressor. No segundo grupo, a turbina adicional (normalmente designada como turbina de potência livre) faz girar a hélice [4].

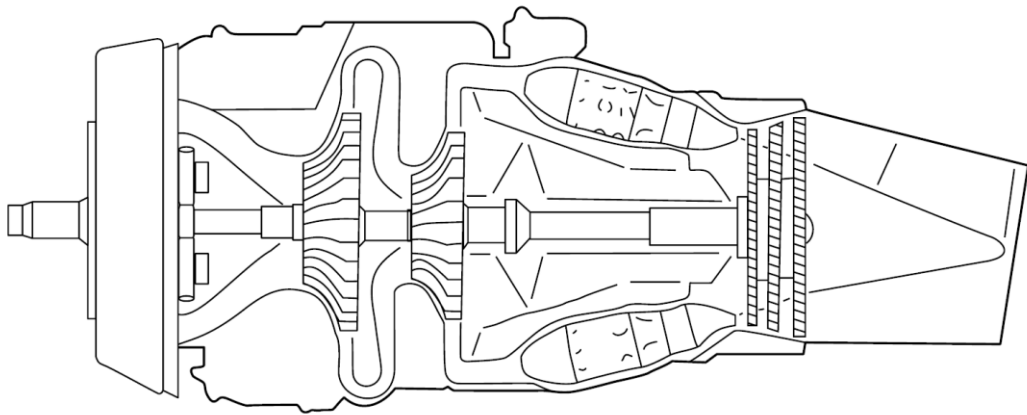


Figura 10 - Motor turbo-hélice com turbina que aciona tanto o compressor como a hélice [4].

1.3.1.9. Turbo-eixo

Os motores turbo-eixo (ver Fig. 11) são definidos como motores utilizados na propulsão de helicópteros. A disposição geral de um turbo-eixo é semelhante à de um turbo-hélice, sendo a principal diferença que este último produz algum impulso de propulsão residual para complementar o produzido pela hélice accionada pelo eixo. O impulso residual sobre um motor turbo-eixo é evitado através de uma maior expansão no sistema da turbina e/ou truncagem e rotação do escape a 90°. Outra diferença é que com um turbo-eixo a caixa de velocidades principal faz parte do veículo, não o motor. Praticamente todos os turbo-eixos têm uma turbina de potência livre, embora isto também seja geralmente verdade para os modernos motores turbo-hélice.

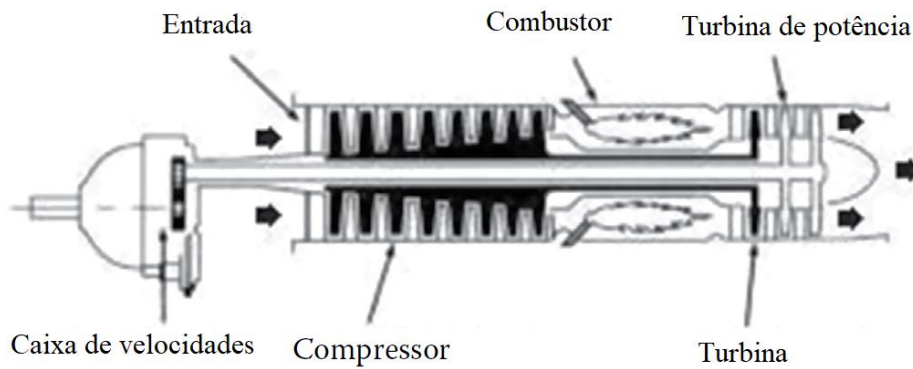


Figura 11 - Motor turbo-eixo com uma turbina de potência livre [4].

1.3.1.10. Turbofan

O motor turbofan (ver Fig. 12) foi concebido como um compromisso entre o turbo-hélice e os motores turbojato. Inclui uma grande hélice interna (normalmente designada por um fan carenado) e duas correntes de ar que fluem através do motor. O fluxo primário percorre todos os componentes como um motor turbojato, enquanto o ar secundário passa através do fan e é canalizado para fora através de um segundo bocal identificado como o bocal frio ou mistura-se com os gases quentes deixando a(s) turbina(s) e ambos são expelidos por um único bocal. Os motores turbofan têm um melhor desempenho e economia de combustível do que um turbojato a baixa potência, baixa velocidade e baixa altitude [4].

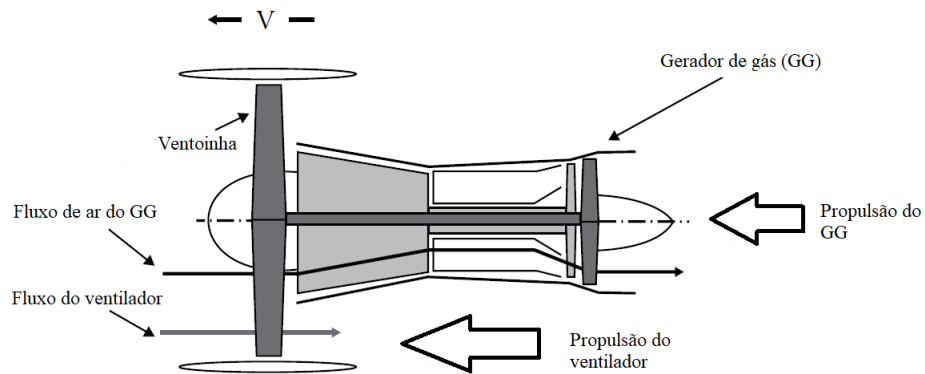


Figura 12 - Esquema de um motor turbofan [4].

1.3.1.11. Propfan

Os motores propfan (ver Fig. 13 e 14) são por vezes identificados nos países da ex-União Soviética como turbopropfan.

Existem duas categorias:

1. Rotação simples;
2. Contra-rotação.

A rotação simples tem um único fan de proa que combina as vantagens da hélice de um turbo-hélice e o fan de um motor turbofan. O segundo tipo tem duas hélices, uma atrás da outra que giram em direcções opostas. As hélices de contra-rotação oferecem o melhor desempenho [4].

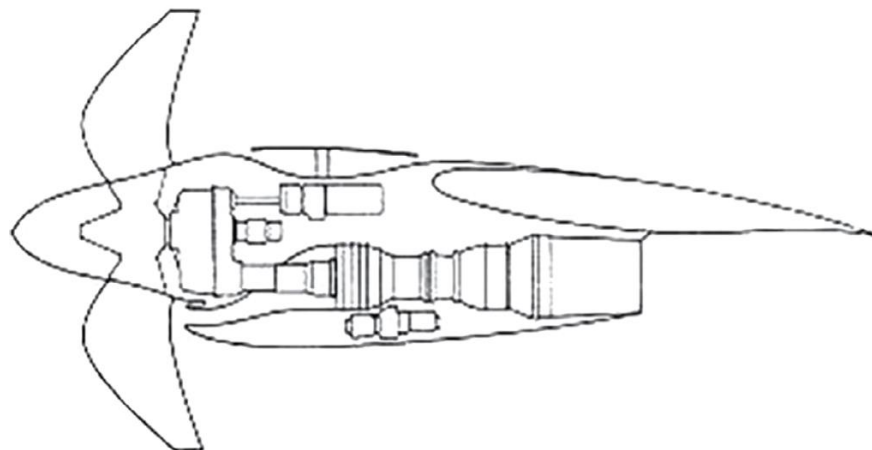


Figura 13 - Motor propfan de rotação simples [4].

1.3.1.12. Advanced ducted fan

Estes motores são essencialmente turbofans com pás com controlo do ângulo de ataque e caixa redutora similar aos propfans, mas os ventiladores estão fechados em ductos como os turbofans. A razão de desvio (BPR) varia desde 15:1 a 25:1 e existem dois modelos básicos:

- Ângulo de ataque variável com caixa redutora e hélice propulsora simples;
- Com pás em contra-rotação e controlo do ângulo de ataque.

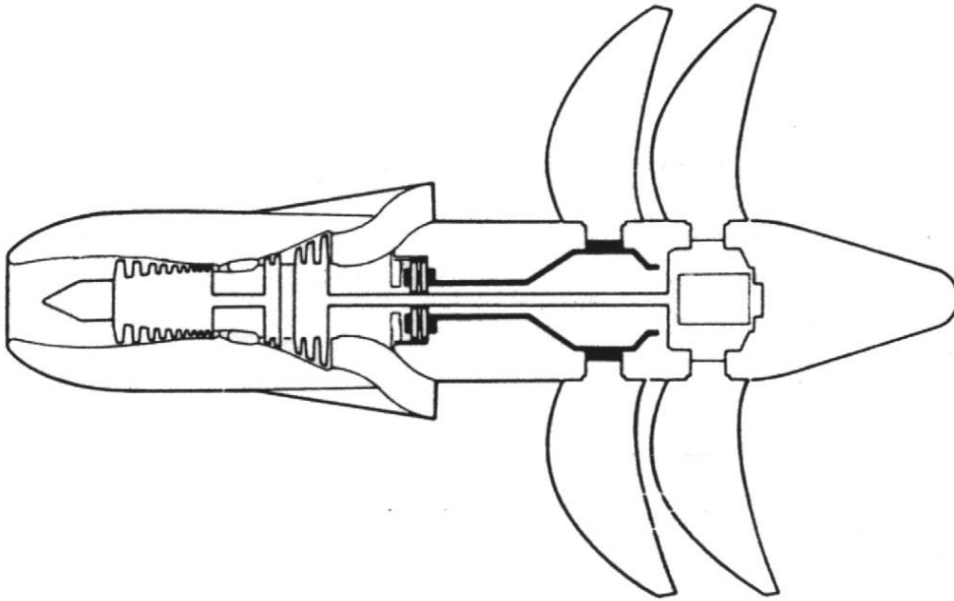


Figura 14 - Motor propfan de contra-rotação [4].

1.3.1.13. Turbinas de gás industriais

Aqui estão agrupados todos os motores turbo-eixo que não são instalados em helicópteros. Os motores de turbo-eixo são extremamente versáteis e são utilizados em centrais termoelétricas, perfuração de petróleo offshore, locomotivas, tanques, caminhões, hovercrafts, e embarcações marítimas [4].

1.3.2. Compressor

Compressor é um dispositivo que transfere energia para um fluido gasoso com o objetivo de aumentar a pressão de um escoamento de gás numa quantidade prescrita, utilizando a potência mínima de entrada, no caso em que o compressor é o motor principal do fluido através do processo. O objetivo pode também incluir um aumento de temperatura desejado para melhorar uma reação química no processo [9].

Os compressores são utilizados numa grande variedade de aplicações. Estes incluem motores turbo-jatos utilizados na propulsão aeroespacial, criação de energia utilizando turbinas a gás

industriais, turboalimentação de motores de combustão interna, pressurização de gás e fluidos na indústria de processo, transporte de fluidos em oleodutos e assim por diante.

Os dois tipos básicos de compressores são o deslocamento positivo e o dinâmico e podem ser classificados de acordo com a Figura 15.

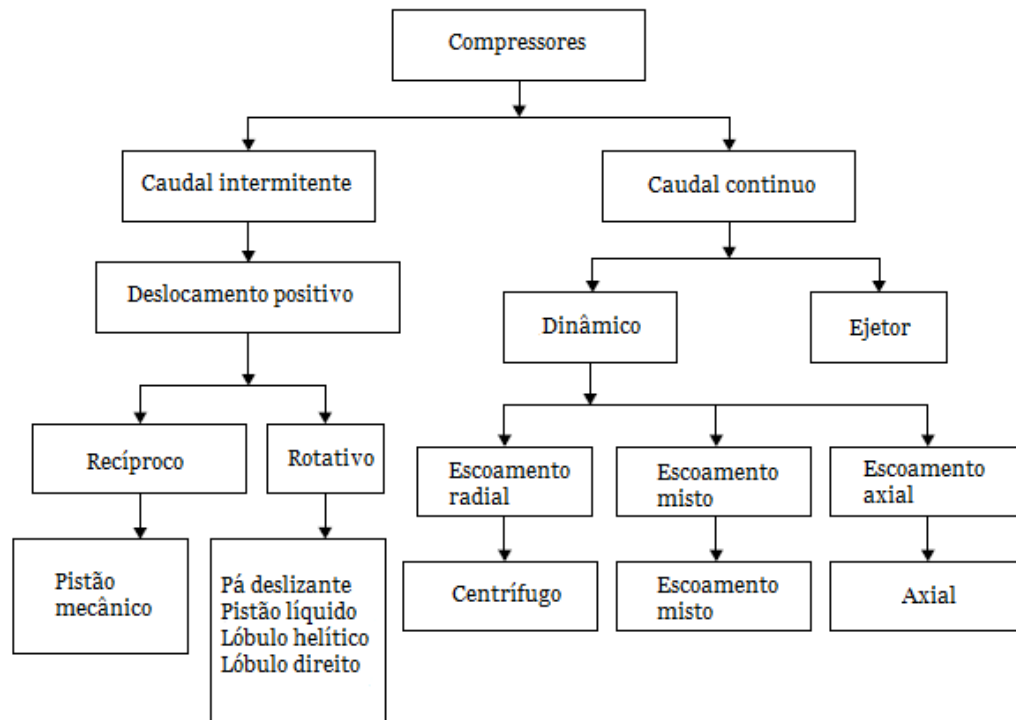


Figura 15 - Classificação de compressores [4].

1.3.2.1. Compressor de deslocamento positivo

O compressor de deslocamento positivo funciona através da captação de um volume de gás e da redução desse volume. As características gerais do compressor de deslocamento positivo são escoamento constante e relação de pressão variável (para uma dada velocidade).

Compressores de deslocamento positivo incluem:

- Compressor de pistão (ver Figura 16);
- Compressor de parafuso (ver Figura 17);
- Compressor de palhetas;
- Compressor de lóbulos.

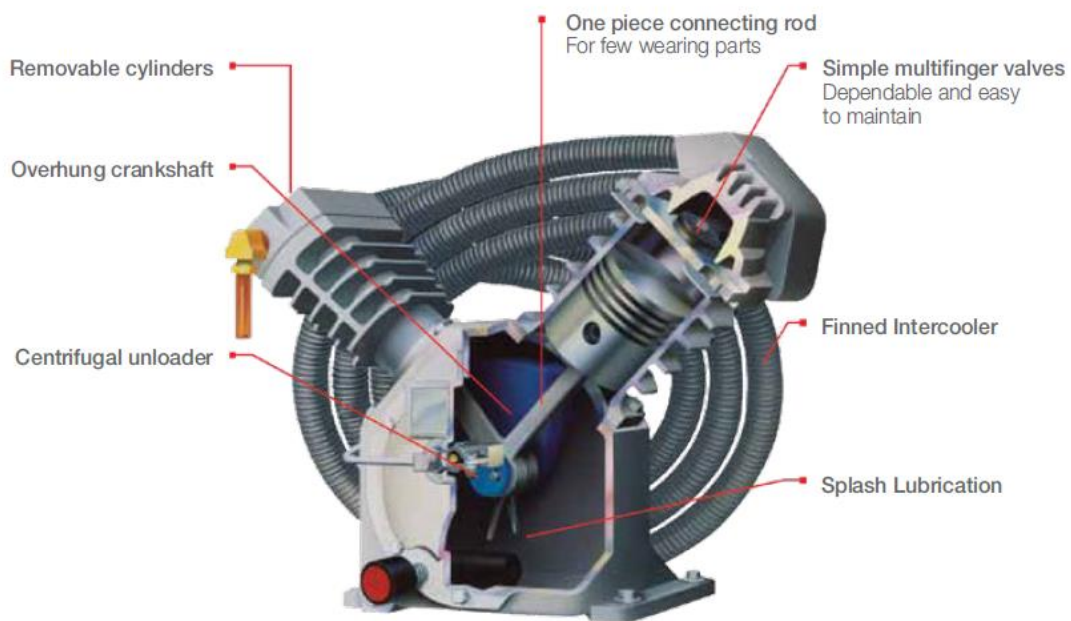


Figura 16 - Compressor de pistão [2].



Figura 17 - Compressor de parafuso [1].

1.3.2.2. Compressor dinâmico

O compressor dinâmico depende de movimento para transferir energia do rotor do compressor para o gás de processo. As características da compressão variam em função do tipo de compressor dinâmico e do tipo de gás a ser comprimido. O escoamento é contínuo. Não há válvulas e não há “contenção” do gás, como num compressor de deslocamento positivo. A compressão depende da interação dinâmica entre mecanismo e o gás [9].

Estes compressores, são utilizados nos turbocompressores e funcionam pelo princípio de acelerar o fluido a uma velocidade elevada e depois converter esta energia cinética em energia potencial, desacelerando o gás em canais divergentes. Nos compressores axiais, a desaceleração ocorre nas passagens das pás do estator, e nos compressores centrífugos ocorre no difusor. O aumento da energia potencial do fluido é manifestado por um aumento de pressão. Esta conversão pode ser explicada a partir da equação de Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \quad (1.1)$$

Onde p é a pressão, ρ é a densidade do fluido e gz a energia potencial por unidade de massa. As referências 1 e 2 denotam propriedades antes e depois da desaceleração, respetivamente. A equação é um caso especial da lei de conservação de energia desenvolvida para escoamentos de fluidos. A equação de Bernoulli afirma que a soma da energia cinética $\frac{c^2}{2}$, energia potencial gz e altura manométrica $\frac{p}{\rho}$ num conjunto de condições é igual à sua soma num outro conjunto de condições. Assim, a diminuição da energia cinética implica um aumento da energia potencial e da pressão.

Uma diferença óbvia entre os dois tipos de compressores é que, em compressores axiais, o escoamento deixa o compressor no sentido axial, enquanto que em compressores centrífugos, os escoamentos deixam o compressor no sentido perpendicular ao eixo rotativo. Os compressores axiais podem aceitar maiores caudais de massa do que os compressores centrífugos para uma determinada área frontal. Esta é uma razão para o domínio de compressores axiais em motores a jato, onde a área frontal é de grande importância. Outra razão para isto é que, para turbinas a gás, ou motores a jato, o consumo específico de combustível diminui com o aumento da razão de pressão [8].

Os compressores dinâmicos incluem:

- Ejetor;
- Compressor centrífugo;
- Compressor axial.

1.3.2.3. Compressor axial

O compressor axial (ver Figura 18) consiste essencialmente em dois conjuntos: o rotor e o estator. O gás é acelerado nas pás do rotor, e desacelerado nas pás do estator, convertendo assim a energia cinética obtida no rotor em pressão estática. Toda a energia é transferida para o gás no rotor, o estator apenas transforma a energia cinética num aumento da pressão estática com a temperatura de estagnação a permanecer constante.

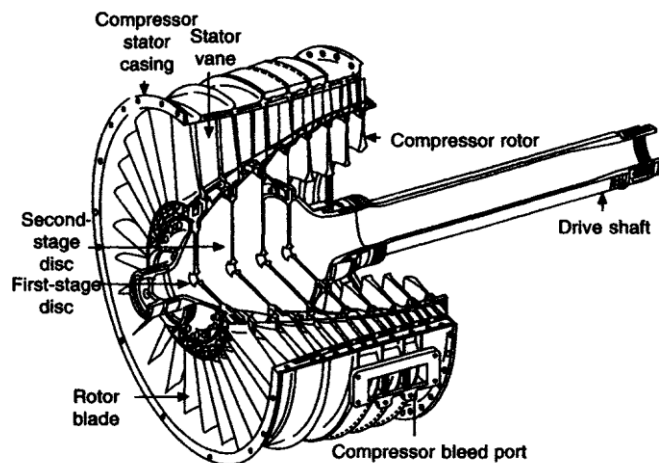


Figura 18 - Compressor axial [9].

Um estágio de um compressor axial consiste numa fila de pás de rotor e uma fila de pás do estator (ver Figuras 19 e 20). Um único estágio tem frequentemente uma relação de pressão demasiado baixa para a maioria das aplicações. Isto deve-se ao limite imposto à taxa de variação da área transversal num escoamento de difusão. Por conseguinte, é muito comum utilizar compressores axiais de várias fases, caso em que o compressor consiste numa série de fases, cada uma com uma fila de pás de rotor e uma fila de pás do estator, em que o número de fases depende da relação de pressão desejada. A trajetória do escoamento num compressor axial tem uma área de secção transversal decrescente. Esta diminuição está na direção do escoamento e é proporcional ao aumento da massa específica do gás [8].

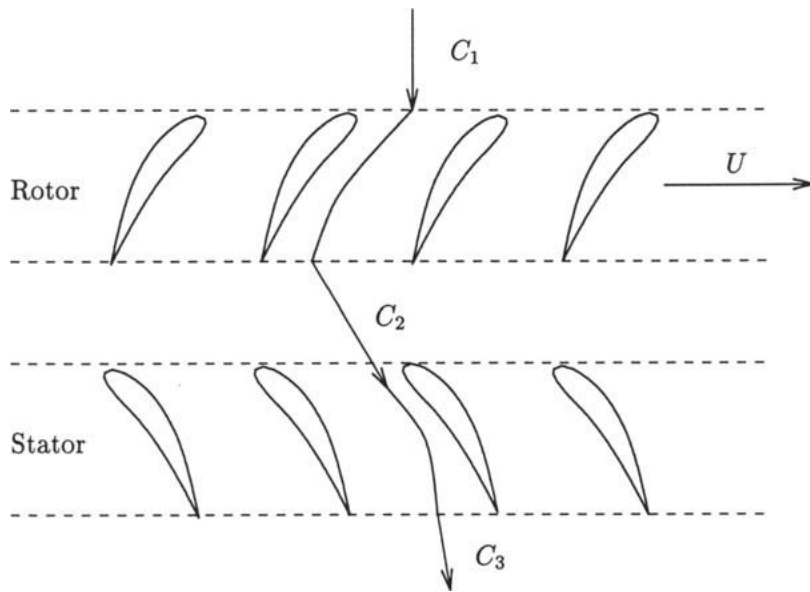


Figura 19 - Fila de pás (secção transversal cilíndrica) [8].

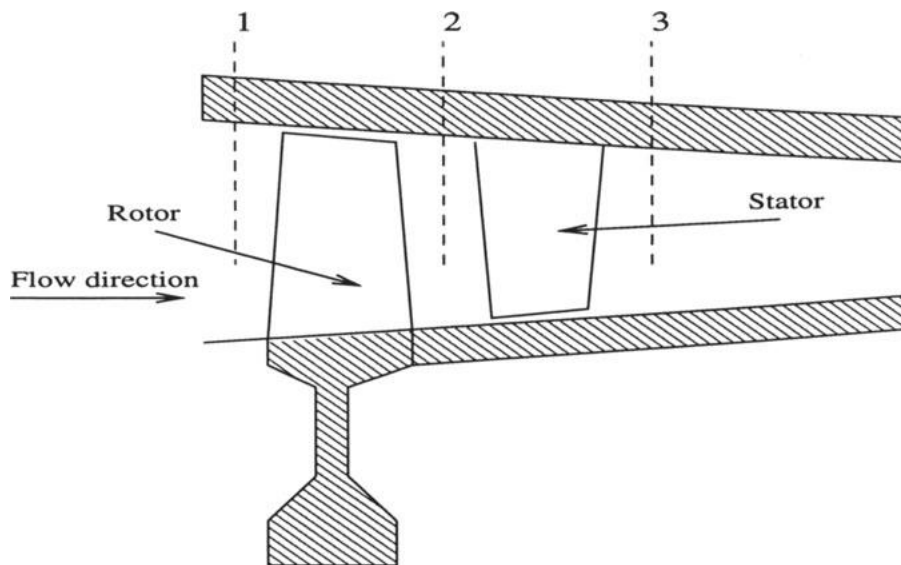


Figura 20 - Um estágio de um compressor axial (secção transversal axial) [8].

Um compressor axial dá impulso a um gás por meio de uma cascata de aerofólios. Os coeficientes de elevação e de arrastamento da forma do aerofólio determinam as características do compressor.

Os compressores axiais têm a maior capacidade para um determinado tamanho volumétrico. O desenho é um compressor muito compacto e leve, capaz de lidar com grandes volumes de gás. Isto explica a sua popularidade para utilização em aeronaves [9].

1.3.2.4. Compressor centrífugo

No final do século XIX, um génio francês, o Professor Auguste Rateau, inventou o compressor centrífugo. Em 1899 ele tinha no seu banco de ensaio um protótipo de uma só fase comprimindo $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ de ar atmosférico a uma pressão de descarga de 1,5 bar a uma velocidade de rotação de 20000 rpm (Engeda, 1999). Em 1903 teve a sua primeira unidade industrial a funcionar numa siderurgia e em 1905 construiu o primeiro compressor centrífugo de cinco estágios num único eixo que fornecia $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$ de ar com um 1,45:1 relação de pressão. Em 1905 a sua empresa recentemente fundada, chamada S. A. Rateau, construiu a primeira unidade de multiestágio com cinco estágios num só eixo. No mesmo ano, já um compressor Rateau experimental de três carcaças operava na Societé des Turbomoteurs a Combustion em Paris, comprimindo $1 \text{ m}^3/\text{s}$ de ar a uma pressão de descarga de 4,5 bar a uma velocidade de rotação de 4000 rpm e uma potência de entrada de 350 hp. Foi impulsionada pela primeira turbina a gás operável do mundo de Armengaud e Lemale de França, fornecendo o ar de combustão a esta nova turbina e ar comprimido a um serviço público.

Os compressores centrífugos são máquinas de escoamento de fluido para a compressão de gases de acordo com o princípio dinâmico. A turbina com o seu escoamento contínuo converte a energia do eixo mecânico em entalpia, ou seja, a energia do gás. Assim, a pressão, temperatura e velocidade do gás que sai do rotor são mais elevadas do que na entrada do rotor. O difusor sem palhetas a jusante do rotor retarda a velocidade do gás, proporcionando assim um aumento adicional da pressão e da temperatura.

As máquinas de escoamento de fluido são categorizadas em desenhos axiais e radiais por meio da direção principal do escoamento no plano meridional, ou seja, um plano que contém o eixo de rotação. Este escoamento meridional, que determina o escoamento de massa, é basicamente axial em máquinas axiais e radial em máquinas centrífugas, com o escoamento do interior para o exterior. A direção do escoamento radial para fora no rotor requer difusores sem palhetas dispostos radialmente que aumentam o diâmetro do rotor. A conduta transversal dirige o escoamento radialmente para dentro através das palhetas giratórias antes de ser conduzido para a pá seguinte.

Os componentes aerodinamicamente ativos de um compressor de um só eixo são apresentados na fig. 21. A aspiração do gás é feita através do bocal A; o escoamento acelera na entrada B de duas a três vezes; no rotor C, a transferência da energia mecânica para o gás ocorre com aumento de pressão, temperatura e velocidade; a desaceleração do escoamento ocorre no difusor, resultando

num aumento adicional da pressão e temperatura. Um rotor adicional no eixo requer uma mudança de 180° de direção do escoamento na curva transversal E, de rodar no canal da palheta de retorno F e uma tumba de 90° para conseguir uma entrada axial na abertura do olho do rotor subsequente. Como ilustrado na fig. 21, o compressor pode ter um escoamento lateral J entre duas fases com um bocal de sucção adicional H. Se o gás tiver de ser conduzido para fora do invólucro, seja pra ser interarrefecido ou na extremidade traseira do compressor, o difusor D é seguido por uma voluta K, que é uma conduta de escoamento cuja área aumenta ao longo da circunferência no sentido da rotação, servindo como câmara coletora de gás. A voluta é seguida por um difusor cônico de saída L, onde o gás é sujeito a um aumento de pressão adicional. O componente final é o bocal de descarga M [12].

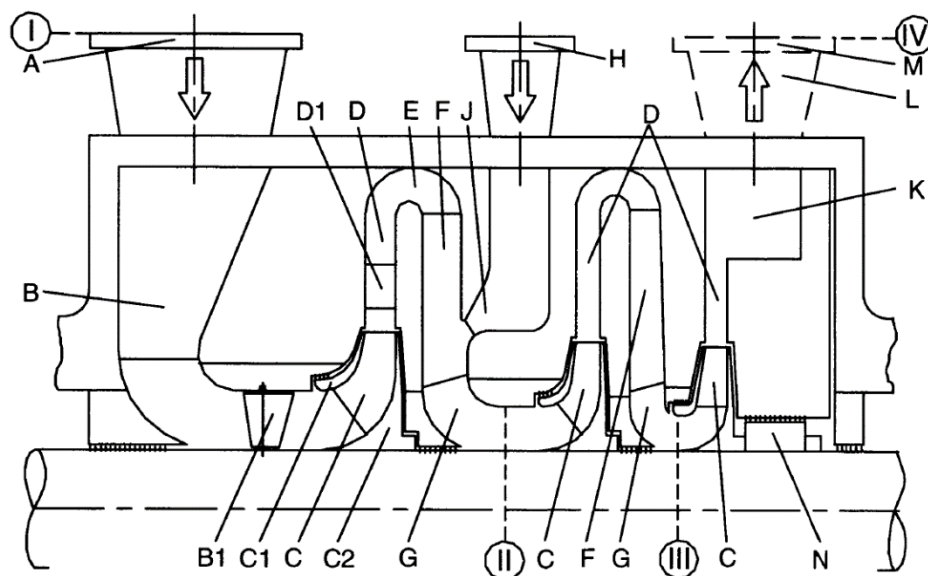


Figura 21 – Esquema sequencial de um compressor centrífugo [12].

Compressores centrífugos, também chamados de compressores radiais, são um equipamento fulcral numa variada gama de aplicações em várias indústrias. Como o seu nome sugere, o principal propósito de um compressor é comprimir gases de acordo com o princípio dinâmico, ou seja, um fluido (gás ou mistura gás/líquido) para um menor volume enquanto simultaneamente aumenta a sua pressão e temperatura. O rotor, com o seu escoamento contínuo, transfere energia do eixo mecânico para entalpia, neste caso, a energia do gás.

Por outras palavras, os compressores admitem uma massa de gás a uma determinada pressão e temperatura inicial e aumentam a temperatura e pressão a temperatura desse mesmo gás (ver na Figura 22). À maior pressão de descarga e temperatura, a massa específica do gás também é maior, logo a massa do gás também ocupa um menor volume, ou seja, o gás é comprimido [15].

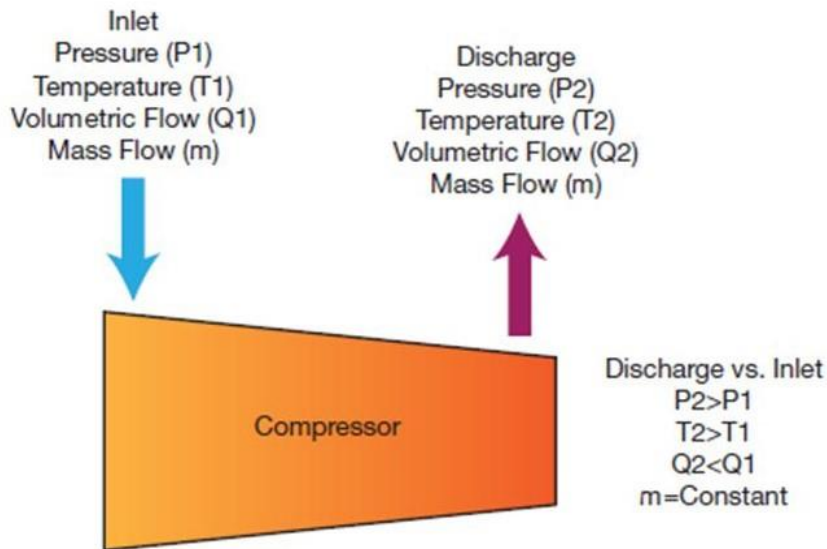


Figura 22 - Compressão de volume de compressor centrífugo através do aumento de pressão e temperatura [15].

As máquinas radiais têm uma nomenclatura própria e algumas delas são ilustradas na fig. 23. A parte rotativa é normalmente referida como o rotor e as lâminas como palhetas. A parte estacionária é conhecida como difusor e pode ter palhetas ou estar sem palhetas, dependendo do serviço. Muito frequentemente o difusor é rodeado por uma voluta ou rolo para canalizar o escoamento para fora e espera-se que o desacelere ainda mais. É uma das características especiais das turbomáquinas radiais que os componentes móveis e estacionários são muito diferentes, enquanto que na máquina axial são relativamente semelhantes [3].

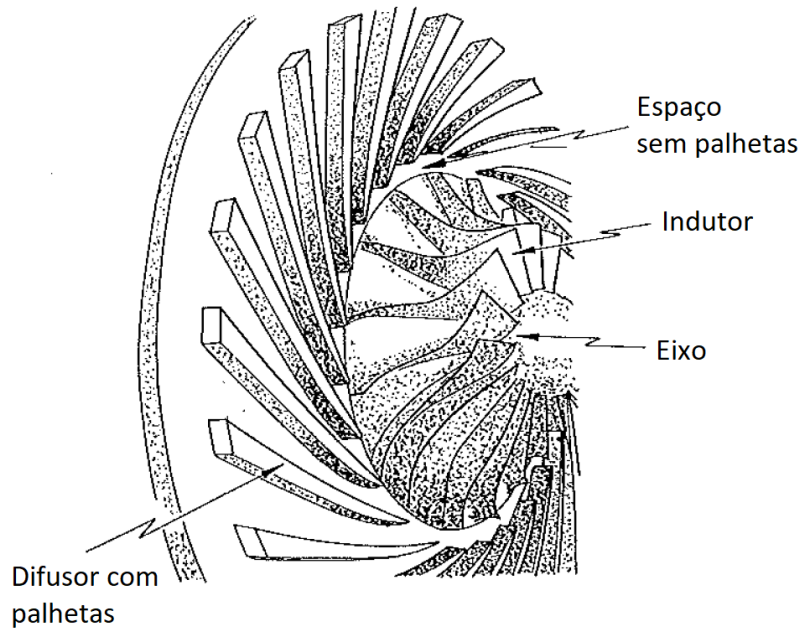


Figura 23 - Geometria de um compressor centrífugo [3].

Estes compressores (ver Figura 24) são essencialmente uma caixa estacionária contendo um rotor rotativo que confere uma alta velocidade ao fluido, e um número de passagens divergentes fixas nas quais o ar é desacelerado com um conseqüente aumento da pressão estática. Este último processo é de difusão, e conseqüentemente, a parte do compressor que contém as passagens divergentes é conhecida como difusor [8].

Os compressores centrífugos têm as seguintes vantagens: baixo peso, baixo custo, rigidez, alta relação de pressão por estágio, facilmente fabricados em tamanhos relativamente pequenos, sendo assim adequados para lidar com caudais reduzidos, simplicidade, melhor resistência a danos por objetos estranhos, menor susceptibilidade à perda de desempenho por acumulação de depósitos nas superfícies das pás, e a capacidade de operar numa gama mais ampla de caudais a uma determinada velocidade. As desvantagens do compressor centrífugo são que é geralmente menos eficiente do que um compressor axial (por volta de 4 a 5%), e tem uma grande seção transversal em comparação com a seção transversal do escoamento de entrada [4].

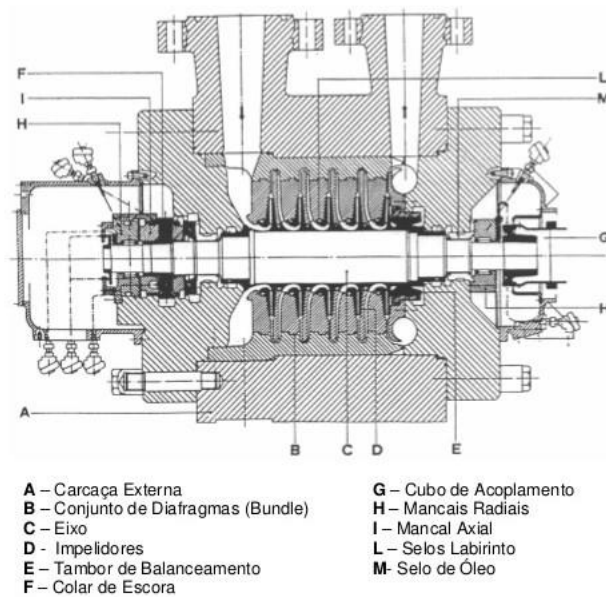


Figura 24 – Ilustração de um compressor centrífugo [4].

1.3.2.5. Turbocompressores e sobrealimentadores

Compressores centrífugos fazem parte da classe tecnológica chamada de compressores dinâmicos ou turbocompressores. Compressores axiais também fazem parte dessa classe de turbomáquinas. Ambos compressores ganharam os seus nomes devido à direção em que se desloca o escoamento dentro do compressor.

Compressores axiais lidam com velocidades de escoamento mais elevadas que compressores centrífugos, mas geram menores rácios de pressão. Compressores centrífugos mais modernos permitem velocidades de escoamento mais baixas mas são capazes de gerar uma maior taxa de pressão.

Nos turbocompressores, o aumento de pressão e redução de volume é atingido adicionando energia cinética ao escoamento do fluido, ou seja, adicionando velocidade e convertendo essa velocidade em energia potencial na forma de pressão estática.

Nos compressores centrífugos, a energia cinética é imposta pelos rotores. O número de rotores num compressor depende do tamanho do compressor ou da quantidade de pressão que é necessário aumentar durante o processo. A conversão da pressão de velocidade para pressão estática acontece nos componentes estacionários a jusante, como os difusores, canais de retorno e/ou volutas [15].

Os sobrealimentadores e turbocompressores (ver Figuras 25 e 26) são dois tipos de indução forçada utilizados em motores de pistão para adicionar grandes quantidades de energia ao seu

motor. No campo da aviação, a sobrealimentação e a turboalimentação permitem aos motores de pistão desenvolver a potência máxima quando operam a grandes altitudes ou aumentam a potência de uma embarcação durante a descolagem. Em altitudes elevadas, um motor sem sobrealimentador perderá potência devido à densidade reduzida do ar que entra no sistema de indução do motor. A vantagem de comprimir o ar é que permite que mais ar entre num cilindro, o que aumenta a quantidade de combustível que pode ser levado para o cilindro, pelo que se obtém mais potência a partir de cada combustão em cada cilindro. Esta potência pode ser fornecida por um acionamento separado para o sobrealimentador, ou ligando o sobrealimentador diretamente ao eixo do motor ou a uma turbina a gás acionada pelos gases de escape do motor.

A principal diferença entre um turbocompressor e um sobrealimentador é a fonte de alimentação. Os sobrealimentadores são mecanicamente acionados diretamente do motor através de correias, engrenagens, veios ou correntes ligadas à cambota do motor. O sobrealimentador está normalmente localizado entre o carburador e o coletor de admissão. Um turbocompressor, por outro lado, é alimentado por uma turbina montada no escoamento de escape, que, por sua vez, gira o elemento compressor situado entre a entrada de ar e o carburador ou injetor.

Em teoria, um turbocompressor é mais eficiente, pois utiliza a energia “desperdiçada” no escoamento de escape para a sua fonte de energia. Por outro lado, um turbocompressor provoca uma certa quantidade de contrapressão no sistema de escape e tende a fornecer menos impulso até que o motor esteja a funcionar a rotações por minuto mais elevadas. Geralmente, a turboalimentação é normalmente encontrada em motores a quatro tempos de alta potência, mas também pode ser usada em motores a dois tempos. Os sobrealimentadores são mais fáceis de instalar, mas tendem a ser mais caros. Um sobrealimentador é consideravelmente mais seguro devido à simplicidade do seu design [4].

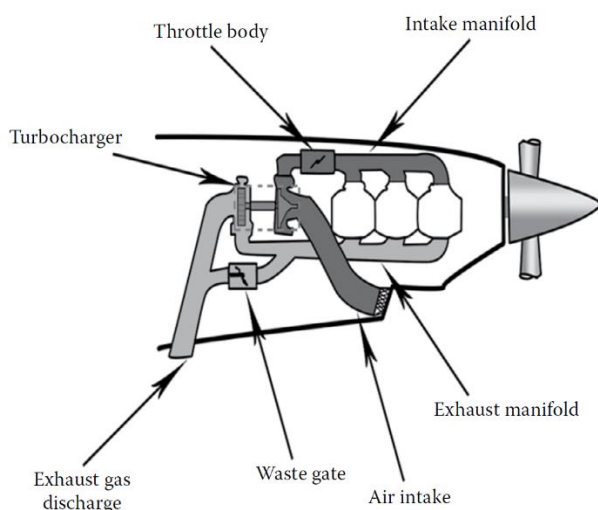


Figura 25 – turbocompressor [4].

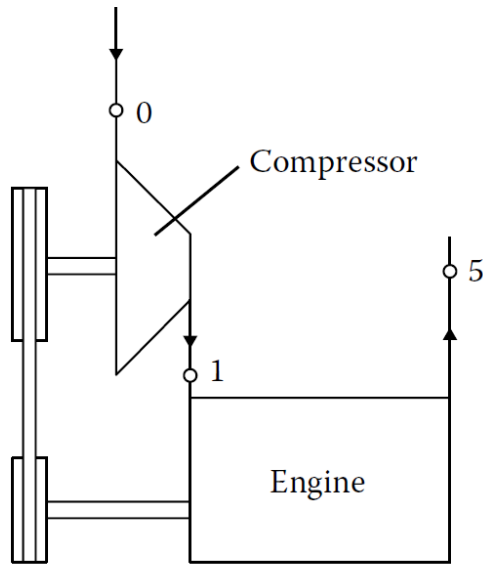


Figura 26 - esquema de sobrealimentador [4].

1.3.2.6. Rotor

O fluido é aspirado para o olho do rotor e acelerado a alta velocidade pelas palhetas do disco. Em qualquer ponto do escoamento do rotor, a aceleração centrípeta é obtida por uma altura manométrica, de modo que a pressão estática do fluido aumenta do olho para a ponta do rotor. O restante aumento da pressão estática é obtido no difusor, e é comum conceber o compressor de modo a que cerca de metade do aumento da pressão ocorra no rotor e metade no difusor. Como não há trabalho no fluido no difusor, a energia absorvida pelo compressor será determinada pelas condições na entrada e saída do rotor. O escoamento no rotor não é completamente guiado pelas palhetas e, por conseguinte, o ângulo efetivo de saída do fluido não é igual ao ângulo de saída da palheta. Para ter em conta este desvio, é utilizado um fator conhecido como fator de escorregamento para corrigir a transferência de energia calculada a partir de uma teoria unidimensional simples [8].

No olho, as palhetas são curvadas (ver Figura 27) para induzir o escoamento: esta parte axial é chamada de indutor ou conhecida como palhetas-guia rotativas e pode ser integral ou feita separadamente do rotor. A divergência (aumento da secção transversal) destas passagens difunde o escoamento a uma velocidade relativa mais baixa e a uma pressão estática mais elevada. O rotor é um difusor complicado em comparação com o difusor cónico reto convencional, uma vez que a

passagem é duplamente curva primeiro no plano axial e depois no plano radial. As palhetas do impulsor são alinhadas radialmente, mas podem ser curvadas perto da ponta, tendo configurações para a frente ou para trás. O rotor pode ter dois lados (por vezes denotado dupla entrada), para passar o caudal máximo em relação ao seu diâmetro e para equilibrar as tensões do rotor de um lado. As palhetas são fundidas, forjadas, ou trabalhadas integralmente com o cubo do rotor. O cubo é a superfície curva de revolução que se estende desde a raiz do olho até à saída. O número de palhetas é normalmente um número primo, entre 19 e 37, para evitar problemas de vibração.

O material do rotor é frequentemente alumínio, com titânio ou aço para máquinas mais pequenas e de alta resistência. Vale a pena mencionar que a parte do processo de compressão alcançado no rotor é causado pelo movimento do fluido para fora num campo de força centrífuga produzido pela rotação do rotor. Esta parte do aumento de pressão difere do aumento de pressão nos rotores e estatores dos compressores de escoamento axial, em vez de resultar da troca de energia cinética por energia térmica num processo de difusão, resulta da alteração da energia potencial do fluido no campo de força centrífuga do rotor. Por conseguinte, é menos limitada pelos problemas de crescimento de camada limite e separação em gradientes de pressão adversos [4].

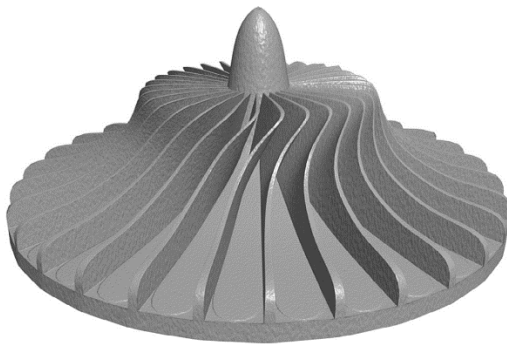


Figura 27 - Forma de um rotor [4].

A parte mais importante em qualquer compressor centrífugo, independentemente do seu tipo, é o rotor. Se o rotor não providenciar alta eficiência e bom escoamento, é impossível para o compressor cumprir a sua função eficazmente.

O rotor é a única componente aerodinâmica rotativa de um compressor e providencia toda a energia cinética adicionada à mistura gasosa e pode ser responsável por até 70% da pressão estática num só estado. Rotores bem projetados podem ter até 96% de eficiência, onde apenas 4% de energia é perdida. As perdas no hardware estacionário reduzem a eficiência global do estágio a partir da linha de base estabelecida pelo rotor.

Rotores de compressores centrífugos podem ser caracterizados como cobertos ou abertos (ver Figuras 28 e 29), e as suas pás como bi-dimensionais ou tri-dimensionais. O tipo de rotor escolhido para determinado projeto depende de várias coisas como a sua aplicação, velocidade, eficiência e pressão desejada. A ausência de cobertura permite ao rotor operar a rotações e velocidades mais elevadas. A razão de pressão gerada pelo rotor é proporcional ao quadrado da velocidade em que o rotor opera. A maioria dos rotores cobertos geram razões de pressão de 3:1 ou menores, enquanto que rotores abertos podem chegar a razões de pressão de 10:1 ou maiores. Contudo rotores abertos tendem a ser menos eficientes devido às perdas associadas à fuga de escoamento na ponta das pás [15].

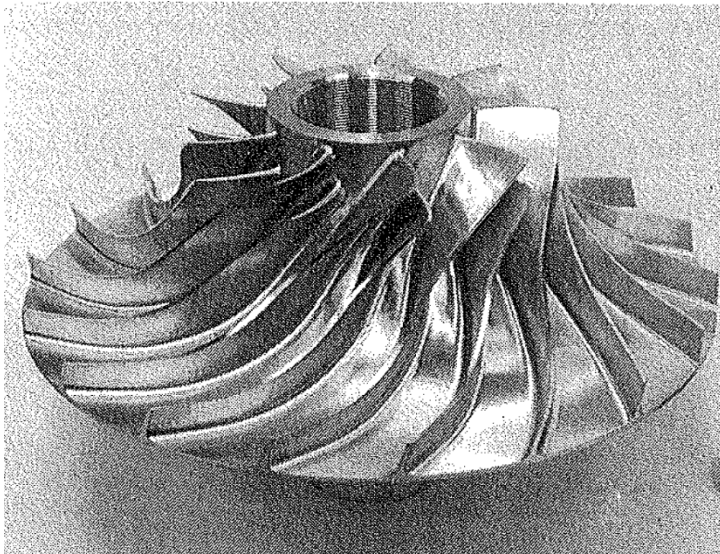


Figura 28 - Rotor aberto [3].

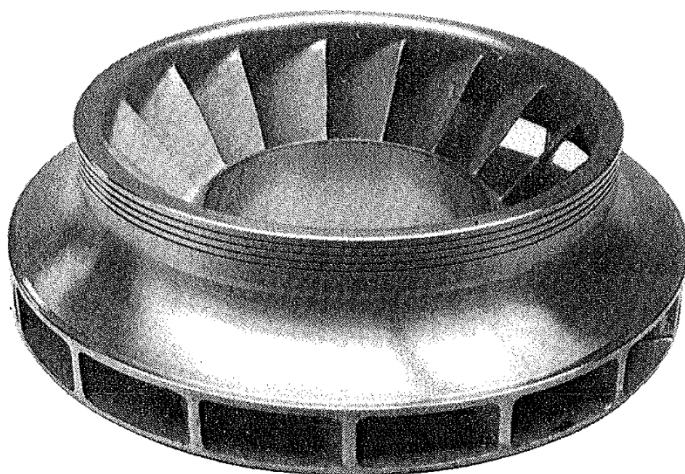


Figura 29 - Rotor coberto [3].

A seleção das pás depende de vários fatores. Numa perspectiva aerodinâmica, o mais importante é o coeficiente de escoamento do rotor. O coeficiente de escoamento, φ , relaciona a capacidade de escoamento volumétrico, Q , velocidade do procedimento, N , e diâmetro de saída, D_2 :

$$\varphi = \frac{Q}{N \times D_2^3} \quad (1.2)$$

O coeficiente de escoamento é provavelmente o número característico com implicações mais abrangentes pois determina o quão grande é o volume real do escoamento do rotor de um dado diâmetro rodando a uma certa velocidade de ponta.

Rotores com baixo coeficiente de escoamento são caracterizados por trajetos longos e estreitos. Normalmente têm pás mais simples, em 2D, que são definidas por áreas de secção circulares. Já os rotores com alto coeficiente de escoamento são caracterizados por passagens mais largas de forma a permitir maior escoamento. Tipicamente as pás mais complexas são em 3D e não podem ser definidas por quaisquer formas geométricas simples.

O escoamento sai do rotor nas direções radial e tangencial. O controlo do movimento circular do escoamento na saída é um dos principais propósitos dos componentes estacionários do compressor centrífugo. O outro propósito é eficientemente converter a pressão dinâmica existente no rotor para pressão estática.

O escoamento entra no compressor pelo bocal e é distribuído pela estrutura de forma a providenciar uma velocidade e pressão uniforme à entrada da primeira fase do rotor (ver Figura 30). À medida que o escoamento vai saindo do difusor, vai atravessando uma área maior e perdendo velocidade. Esta velocidade resulta num aumento de pressão estática. À saída do difusor, o escoamento passa através da curva de retorno, que redireciona o escoamento de um movimento espiral radialmente para fora, para um movimento espiral radialmente para dentro. De seguida o escoamento passa pelo canal de retorno que contém palhetas que retêm escoamento giratório e reorientam-no radialmente para dentro em direção ao centro do compressor. Este processo remove qualquer velocidade tangencial preparando o escoamento para a próxima fase. Este processo repete-se em cada fase do rotor até se obter a descarga de pressão e redução volumétrica pretendida [15].

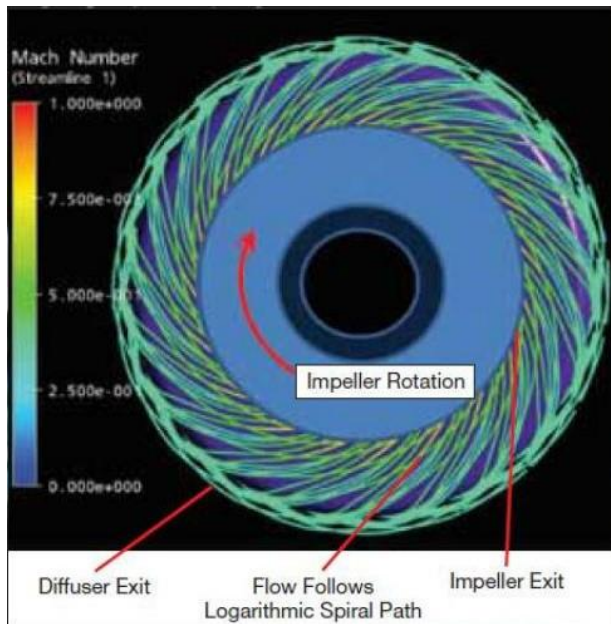


Figura 30 - Esquema de escoamento dentro de um rotor [15].

1.3.2.7. Conduta de entrada

Compressores de eixo único em quase todos os casos têm uma linha radial na entrada central do bocal com flange de sucção. A parte da cabeça do corpo contém a conduta de entrada desde a flange até ao primeiro olho do rotor. Tem o propósito de guiar o escoamento radial de entrada para a direção axial. O desempenho global da fase requer, na medida do possível, um escoamento sem vórtices com perfis de velocidade uniformes nas direções meridional e circumferencial neste plano e uma perda de pressão mínima na entrada. Se a conduta de entrada não for adequadamente concebida, não só resultará em maiores perdas na conduta, como poderá afetar negativamente o desempenho da hélice por um estado distorcido na entrada [12].

1.3.2.8. Ducto

A maioria dos compressores de eixo único possuem um bocal de entrada radial com flange de sucção (ver Figura 31). Esta estrutura representa o ducto de entrada, que está localizado na parte superior do corpo do compressor, desde a flange até ao primeiro olho do rotor, e serve para guiar o escoamento radial na direção axial. Após passar pela área circular do bocal de entrada o escoamento é dividido pela costela de entrada, acelerado de duas a três vezes e desviado para o olho enquanto contorna o eixo.

O desempenho global de cada fase requer, na medida do possível, um escoamento sem vórtices com perfis de velocidade uniformes nas direções meridional e circumferenciais neste plano com uma perda de pressão mínima na entrada. Se a conduta de entrada não for devidamente

concebida, não só resultará num aumento de perdas na conduta, como poderá afetar negativamente o desempenho do compressor por um estado distorcido na entrada.

O bocal de sucção orientado radialmente pode ser ligado ao corpo sob qualquer ângulo desejado. Os compressores divididos horizontalmente requerem uma entrada superior ou uma entrada inferior. Esta última é a mais utilizada, uma vez que metade da caixa superior amovível é normalmente mantida livre de qualquer ligação de tubos para facilitar a sua manutenção [12].

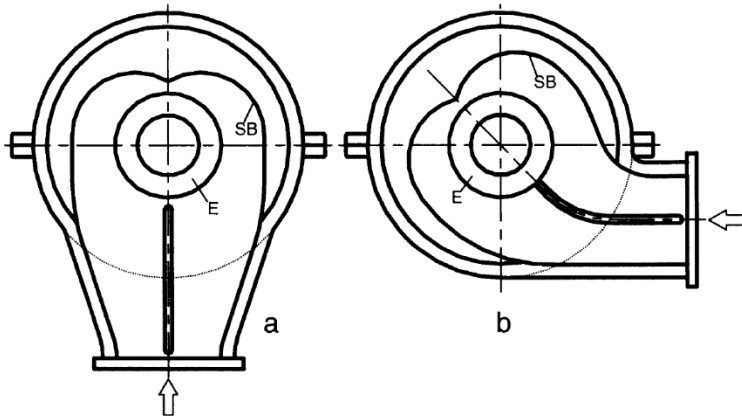


Figura 31 - Ducto de entrada - a. entrada radial, b. entrada tangencial [12].

1.3.2.9. Difusor

A função do difusor é desacelerar o escoamento de saída do rotor, reduzindo assim a velocidade absoluta do gás à saída. A pressão estática do gás na saída do rotor é ainda mais elevada ao passar pelo difusor. A quantidade de desaceleração e o aumento da pressão estática no difusor depende do grau de reação e da eficiência do processo de difusão. Um difusor eficiente deve ter perdas mínimas para uma eficiência máxima. Existem, em geral, dois tipos de difusores, sem palhetas e com palhetas. O difusor com palhetas tem muitos tipos, incluindo não só as palhetas ou pivotantes fixas, mas também de tipo tubo, canal e cascata. Todos os difusores têm uma abertura inicial sem palhetas no exterior do rotor em que o escoamento se instala. O difusor sem palhetas é volumoso e pode ser ineficiente em relação aos outros tipos. A cascata pode envolver uma, duas, ou três filas de palhetas, com um desempenho semelhante ao das cascatas axiais. Os difusores com palhetas podem utilizar palhetas curvas ou retas, com um comprimento de percurso mais longo do que o difusor em cascata. Os difusores com e sem palhetas e em cascata recolhem o escoamento num coletor do tipo voluta. Os difusores de canal e de tubo recolhem o escoamento em passagens separadas, por vezes com palhetas de canto na sua saída. A passagem diverge lentamente, sendo o tubo constituído por um orifício cónico e de tipo canal retangular em secção com um par de paredes opostas divergindo entre 10° - 11° , sendo as outras paralelas. Os difusores de tubo e de canal podem alimentar incineradores separados ou podem fundir-se a jusante. O difusor do tipo

tubo pode ser mais eficiente do que o tipo convencional com canais retangulares. As passagens são formadas perfurando tangencialmente através de um anel em torno do rotor, e após a garganta as passagens são cônicas. Obtêm-se eficiências isentrópicas globais superiores a 85% para compressores que utilizam este difusor de tubo.

As lâminas do rotor lançam o ar radialmente para fora onde é novamente recolhido (a uma pressão mais elevada) antes de entrar no difusor. O difusor representa uma parte da estrutura fixa do compressor. Descarrega ar do rotor do compressor com uma velocidade absoluta elevada e o papel da difusão é reduzir a energia cinética, aumentando assim a pressão estática [4].

É mais difícil obter uma desaceleração eficiente do escoamento do que obter uma aceleração eficiente. Se a divergência no difusor for demasiado rápida, o fluido tenderá a romper-se das paredes da passagem divergente, a inverter a sua direção e a voltar a fluir na direção do gradiente de pressão. Isto pode levar à formação de redemoinhos com a consequente transferência de alguma energia cinética em energia interna e a uma redução do aumento de pressão útil. Por outro lado, um pequeno ângulo de divergência conduzirá a um difusor longo e a perdas elevadas devido à fricção. A fim de realizar a difusão num comprimento tão curto quanto possível, o ar que sai do rotor pode ser dividido em várias passagens divergentes separadas por palhetas difusoras fixas, resultando num difusor com palhetas. Contudo, em aplicações industriais em que o tamanho pode ser de importância secundária, um difusor sem palhetas pode ter a vantagem económica, uma vez que é muito mais barato de fabricar do que o outro. Um difusor sem palhetas é um canal anular simples, sendo por isso também conhecido como difusor anular, no qual a componente de velocidade radial é reduzida por aumento de área e a componente de velocidade tangencial pela exigência de um momento angular fluido constante. Se a desvantagem do difusor anular é a sua maior parte, a vantagem é a sua vasta gama de funcionamento. Um difusor palhetas pode ter uma maior eficiência de pico do que um difusor anular, mas a sua gama de escoamento de massa é consideravelmente menor devido à paragem precoce das palhetas do difusor [8].

1.3.2.9.1. Difusor sem palhetas

Infelizmente a energia cinética na saída do rotor constitui 35 a 40% do trabalho total de entrada. Uma vez que o objetivo da compressão de gás é atingir pressão estática, esta enorme porção de entalpia dinâmica não utilizável tem de ser convertida por difusão, ou seja desaceleração, para um aumento de entalpia isentrópica estática, o que levará a um aumento da pressão estática.

Este é a função do difusor sem palhetas diretamente a jusante do rotor. É composto por duas paredes paralelas, ou convergentes, formando uma passagem radial aberta da saída do rotor para um raio exterior definido [12].

O difusor sem palhetas (ver Figura 32) é um canal anular simples no qual o fluido perde velocidade e ganha pressão estática. Uma desvantagem do difusor sem palhetas é o seu tamanho, uma vez que o seu raio de saída deve ser o dobro do seu raio de entrada para que a velocidade seja

reduzida para metade. As suas vantagens são o seu preço e a sua ampla gama de funcionamento [8].

1.3.2.9.2. Difusor de palhetas

Num difusor de palhetas (ver Figura 32), são utilizadas palhetas para orientar o escoamento de modo que a taxa global de difusão seja superior à de um difusor sem palhetas. Isto leva a um tamanho menor, mas a custos de produção mais elevados. O difusor de palhetas tem uma eficiência mais elevada, mas uma gama de escoamento de massa inferior à do difusor sem palhetas. Isto deve-se ao emperramento das palhetas do difusor para escoamentos de massa baixos [8].

Um das desvantagens de ser sem palhetas é a crescente instabilidade do escoamento na entrada quando o escoamento é reduzido em direção ao limite do pico. Existe um ângulo de escoamento de entrada do difusor causando a rotação e eventualmente desencadeando a incipiência de um surto. Isto acontece porque a componente de velocidade meridional, drasticamente reduzida na parede frontal do difusor, não tem energia cinética suficiente para manter o seu movimento para a frente e superar o gradiente de pressão radial que tem sido forçado no escoamento através da conservação do impulso angular [12].

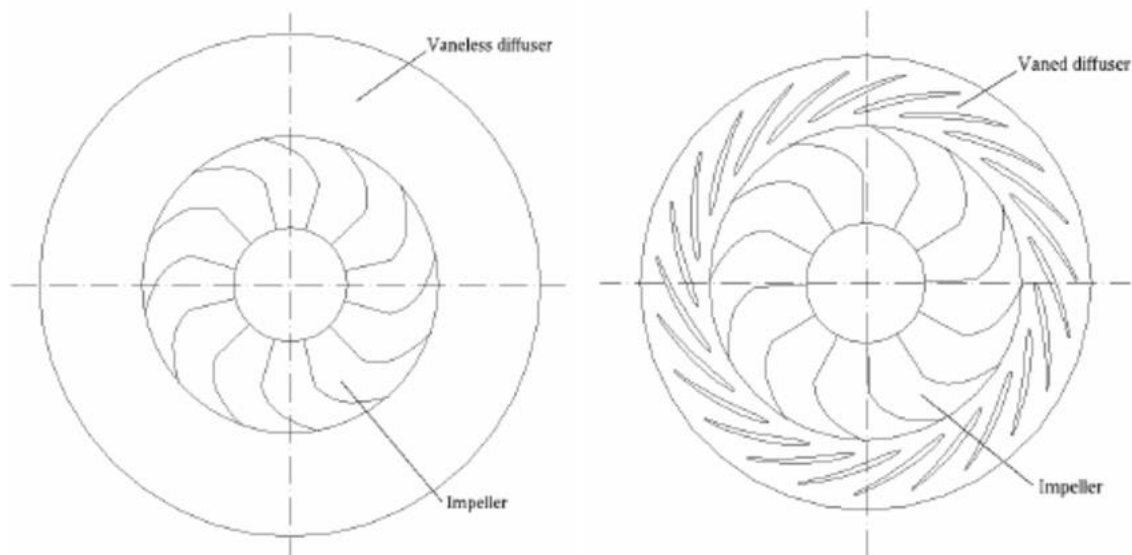


Figura 32 - Difusores sem e com palhetas [12].

1.3.2.10. Voluta

A função da voluta (também conhecida como voluta ou coletor) é simplesmente recolher o escoamento de saída do difusor, e guiá-lo o mais eficiente possível até à saída do compressor, sem impedir a eficácia do difusor (ver Figura 33). Os difusores são utilizados para turbinas de gás industriais, turbocompressores e outras aplicações onde o tamanho não é de grande importância. Para motores a jato de avião, onde o volume e a área frontal são importantes, são utilizadas outras soluções [12].

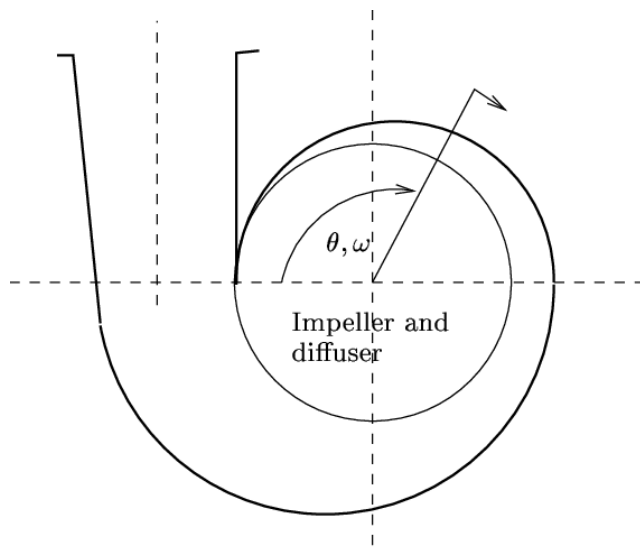


Figura 33 - Esboço esquemático do compressor centrífugo equipado com uma voluta [12].

Se o gás tiver de ser retirado do invólucro, quer para ser interarrefecido, misturado com o escoamento lateral externo ou na descarga final do compressor, o difusor sem palhetas, é seguido por uma voluta. Esta última é uma conduta de recolha de escoamento cujo a área de escoamento transversal aumenta em torno da circunferência à medida que mais frações de massa são acrescentadas.

Mais importante que a forma é como a voluta se desenvolve radialmente com o ângulo de enrolamento.

Uma vez que o regime de escoamento da voluta ainda é regido pela lei da conservação do momento, a voluta externa atinge um aumento de pressão estática e uma perda menor através de um nível de velocidade mais baixo ao preço de um diâmetro exterior maior.

Na voluta interna, a velocidade é acelerada, levando a uma redução da pressão estática e a uma menor eficiência com a vantagem de um diâmetro exterior mais pequeno, ou seja, um desenho mais compacto. A voluta central é um coletor puro sem acelerar ou a desacelerar o escoamento.

É essencial que a voluta esteja bem adaptada ao rotor e ao difusor no melhor ponto de eficiência de fase, sendo o critério uma distribuição periférica uniforme da pressão estática na saída do difusor sem palhetas. Isto automaticamente assegura uma distribuição periférica uniforme da pressão estática à saída do rotor, que é um pré-requisito para o seu desempenho. Uma distribuição da pressão provocaria uma mudança periódica de carga dos canais do rotor com efeitos adversos sobre a eficiência e a gama de funcionamento [12].

1.3.2.11. Surge

Surge é uma oscilação axial do escoamento através do compressor, e é caracterizada por um ciclo limite na característica do compressor. Um exemplo de tal característica é mostrado como uma curva em forma de S na figura 34. A característica mostra o aumento de pressão sobre o compressor como uma função do escoamento mássico. O segmento pontilhado da curva indica que esta secção é normalmente uma aproximação do sistema físico, uma vez que é difícil medir experimentalmente. As oscilações bruscas são, na maioria das aplicações, indesejáveis, e podem, em casos extremos, até danificar o compressor. O *surge* pode também induzir vibrações em outros componentes do sistema de compressão, como por exemplo, tubagens ligadas. É comum distinguir entre pelo menos dois tipos diferentes de *surges*: *surge* ligeiros/clássicos e *surge* profundos. Uma combinação de *surge* e rotação é conhecida como *surge* modificado.

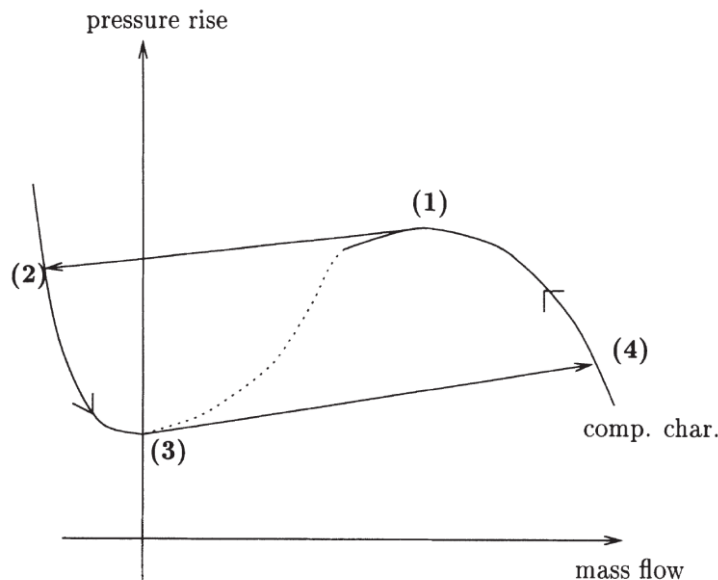


Figura 34 - Ciclo de *surge* num compressor [8].

O *surge* é essencialmente um fenómeno unidimensional, com um escoamento de massa irregular, mas circunferencialmente uniforme, com uma média anulada. Isto é válido para *surge* totalmente

desenvolvidos, mas não é o caso durante o *surge* inicial transitório. Um dos efeitos mais prejudiciais do *surge* em compressores axiais de alta pressão é a carga transversal muito grande colocada no rotor e no invólucro devido ao *surge* não-axisimétrico. Isto pode levar a uma fricção severa das lâminas e depois a uma série de danos adicionais. A origem desta não-axisimetria é que na fase inicial do *surge*, o escoamento inverso tem de crescer a partir de algum ponto de iniciação, sendo provável que o comprimento axial do compressor seja consideravelmente menor do que a circunferência. A oscilação suave/clássica é um fenómeno com oscilações tanto na pressão como no escoamento do sistema compressor, enquanto que em caso de oscilação profunda, as oscilações do escoamento de massa têm uma amplitude tão grande, que a inversão do escoamento ocorre no sistema de compressão [8].

O *surge* é um fenómeno violento, e pode causar danos extensos aos componentes do compressor. Por conseguinte, são criados sistemas sofisticados de controlo para impedir que o compressor funcione em *surge*. Muitos sistemas de controlo de sobretensões monitorizam a pressão de descarga do compressor para determinar onde o compressor está a funcionar. Uma vez que o rotor de baixo coeficiente de altura manométrica tem um declive mais acentuado, o sistema pode determinar mais precisamente onde o compressor está a funcionar e fazer um trabalho mais eficaz para manter o compressor fora de sobretensões.

Conhecendo o caudal de massa, a pressão que o compressor deve gerar, e a eficiência do compressor, é possível determinar a potência necessária para impulsionar um compressor. A eficiência relaciona o trabalho real realizado no gás (ou seja, comprimir o gás) com o trabalho total de entrada no sistema de compressão (ou seja, a partir do acionamento, ultrapassando as perdas de rolamento, etc.) [15].

Se o escoamento for reduzido para abaixo do ponto de *surge*, o funcionamento do compressor torna-se instável, resultando em oscilações periódicas de pressão e escoamento em todo o sistema global do compressor, refrigeradores, tubos, reservatórios e válvulas. O escoamento pode alterar a sua magnitude apenas na direção da frente ou mudar a sua direção entre a frente e a retaguarda com uma paragem momentânea completa no meio. As oscilações afetam também a potência e o impulso axial do rotor e, no caso de um compressor não arrefecido, aumentarão constantemente o nível de temperatura, a menos que sejam interrompidas por um disparo automático. Dependendo da relação de pressão, as alterações podem ser suaves e silenciosas ou abruptamente violentas e muito altas, pondo em risco a máquina e o sistema. Tem de ser diferenciada entre o aumento do sistema e a paragem de fases [12].

O *stall* é uma situação de escoamento de ar anormal através de uma ou várias fases do compressor, enquanto que um *stall* de um compressor inteiro, conhecido como “*surge* do compressor”, resulta numa perda de potência do motor. Esta falha de energia pode ser apenas momentânea, ou pode desligar completamente o motor. A resposta apropriada à paragem do compressor varia de acordo com o tipo e situação do motor, mas normalmente envolve uma diminuição imediata e constante do impulso no motor afetado. A causa mais provável de uma paragem do compressor é uma

alteração súbita no diferencial de pressão entre a admissão e a câmara de combustão [4]. Os seguintes fatores podem induzir a uma paragem do compressor:

- Excesso de velocidade do motor
- Funcionamento do motor fora dos parâmetros de engenharia especificados
- Escoamento de ar turbulento ou perturbado na admissão do motor
- Componentes do motor contaminados ou danificados

1.3.2.12. Coeficiente de escoamento

O coeficiente de escoamento é provavelmente o número característico com as implicações mais abrangentes: determina o quão grande é alcançado um escoamento volumétrico real por um impulsor de um dado diâmetro rodando a uma dada velocidade de ponta. Um pequeno valor de φ implica pequenas áreas de entrada e saída, ou seja, largas axiais estreitas de entrada e saída. O limite inferior de φ é ditado por um aumento dramático da perda de atrito nas paredes do canal de escoamento devido à redução do diâmetro hidráulico e, conseqüentemente por uma quebra de eficiência e pressão.

$$\varphi = \frac{\dot{V}_s}{\frac{\pi}{4}d_2^2 u_2} \quad (1.3)$$

Onde:

- \dot{V} representa o caudal volúmico em m^3/s ;
- d_2 representa o diâmetro externo do rotor em m ;
- u_2 representa a velocidade na periferia do rotor em m/s .

O maior significado do coeficiente de escoamento é a sua influência na eficiência. A eficiência cresce com o aumento do coeficiente de escoamento porque a largura do canal aumenta e as forças friccionais perdem a sua importância.

O diâmetro do rotor e a velocidade de rotação podem ser influenciados pelo coeficiente de escoamento. Assim, para um dado volume de escoamento, um aumento do coeficiente de escoamento resulta num diâmetro exterior de rotor mais pequeno, o que é favorável no que diz respeito ao custo e ao tamanho do compressor, mas também resulta num aumento da velocidade de rotação que pode não ser um efeito secundário desejado.

O coeficiente de escoamento é, em grande medida, uma ferramenta independente para o projetista determinar o tamanho e a velocidade da máquina e é definitivamente o parâmetro mais influente para a eficácia e o coeficiente de altura manométrica [12].

1.3.2.13. Triângulo de Velocidades

Os triângulos de velocidades ou diagramas vetoriais são formados por vetores de velocidade de gás e pela velocidade periférica da ponta da entrada à saída do rotor (ver Figura 35).

O triângulo de entrada descreve o estado do escoamento infinitesimalmente a jusante do bordo de ataque da pá. O triângulo de saída é válido infinitesimalmente a jusante do bordo de fuga da pá.

Ambas velocidades de gás são acopladas uma à outra através da velocidade periférica pela soma:

$$c = u + w \quad (1.4)$$

A velocidade absoluta c é dividida em componente meridional, c_m , e componente periférica, c_u .

c_m em qualquer ponto da trajetória do escoamento encontra-se no plano que contém o eixo do rotor.

c_u é sempre perpendicular a c_m e situa-se no plano que contém o vetor de velocidade periférica u [4].

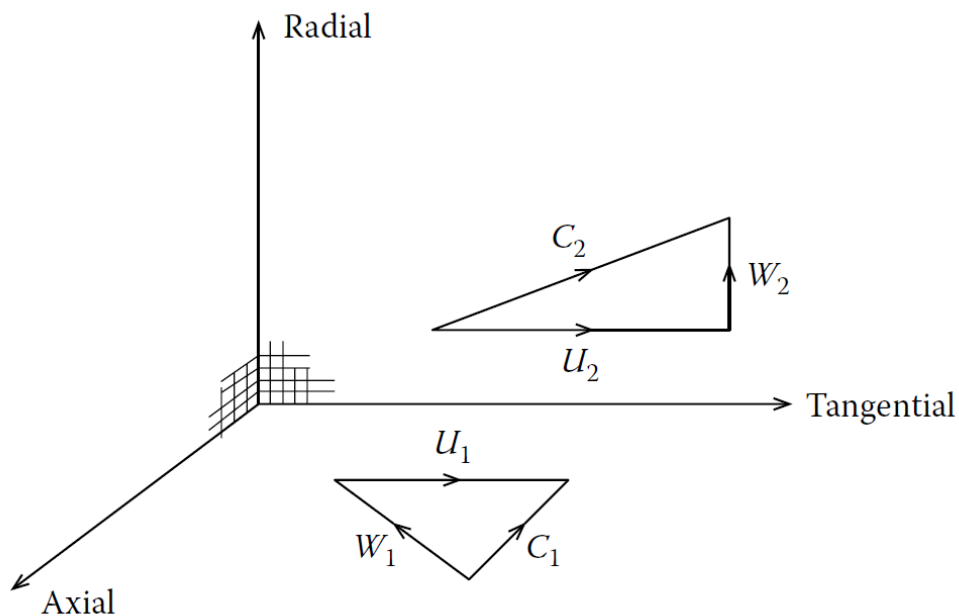


Figura 35 - Esquema de triângulo de velocidades [4].

Capítulo 2 – Casos de Estudo

Este trabalho procura aprofundar um tema já explorado por alguns autores. Após uma vasta pesquisa sobre experiências semelhantes a este projeto, este capítulo pretende viabilizar, um pouco mais detalhadamente, o conteúdo destas experiências que envolvem o desenvolvimento e/ou uso de compressores centrífugos em diversas variantes.

Em 1998, James M. Sorokes, Cyril J. Borer e Jay M. Koch realizaram uma análise experimental e dinâmica computacional de fluidos da distorção da pressão estática não uniforme causada pela descarga da voluta num compressor centrífugo submetido a altas pressões. As experiências descritas neste trabalho foram feitas utilizando um compressor de re-injeção de gás que operava a mais de 6000 psi. Foram instalados instrumentos para a medição da pressão estática, total e dinâmica bem como a tensão do rotor e as suas vibrações mecânicas. Paralelamente ao trabalho experimental, foram concluídos ensaios de CFD para estudar as razões da não uniformidade da pressão.

Pesquisadores descobriram que estes componentes podem causar campos de pressão distorcidos nas passagens de escoamento a montante, como por exemplo nos difusores, e que essas distorções podem levar a efeitos adversos na performance aerodinâmica e na dinâmica do rotor do compressor. Há muito que é reconhecido por fabricantes de turbocompressores que volutas e outros componentes semelhantes causam forças radiais desequilibradas que devem ser abordadas na conceção de sistemas de rolamentos do rotor. Até há pouco tempo, estas forças não eram consideradas significativas em compressores centrífugos multicelulares. No entanto, há medida que cresceu a procura de pressões de descarga mais elevadas nos compressores de re-injeção de gás, a influência destas forças desequilibradas tornou-se cada vez mais preocupante. Acredita-se que tais forças causam preocupações dinâmicas no rotor, tais como níveis inaceitáveis de vibração radial subsíncrona, e cargas excessivas sobre rolamentos.

Antes de qualquer dos testes, algum trabalho analítico básico tinha sido previamente completado para investigar os campos de pressão que ocorreriam num difusor sem palhetas seguido de uma voluta de descarga tipo *scroll*. A voluta para este estudo era muito semelhante à voluta utilizada no equipamento de ensaio. O estudo consistiu em várias execuções em CFD incluindo apenas o difusor sem palhetas e a voluta com domínio discretizado em aproximadamente 120000 nós. As condições de entrada no difusor (pressão total, temperatura total e ângulo de escoamento) foram assumidos como sendo um cubo constante e uniforme circunferencialmente.

Os resultados da voluta em CFD revelaram-se extremamente interessantes porque apesar da simplicidade do modelo difusor/voluta, mostraram que estava a ser criado um campo de pressão não uniforme em torno da circunferência da máquina. As análises em CFD no trabalho atual

também indicaram que à medida que o caudal aumentava de um pico próximo a uma sobrecarga (ou região de alto caudal do mapa de desempenho), a magnitude de variação de pressão aumentava. Além de uma análise CFD sobre a voluta, foi realizada outra análise independente sobre uma única passagem no rotor. Este estudo reviu muitas condições de funcionamento diferentes no rotor. A maioria das condições de funcionamento revistas não mostraram nada de extraordinário para este tipo de hélice de baixo escoamento. A exceção notável foi para pontos de operação de alto escoamento. Em escoamentos elevados, um grande diferencial de pressão de ponta resulta de uma incidência negativa elevada. A elevada incidência negativa também causa a separação do escoamento da superfície de pressão, resultando num campo de escoamento muito perturbado dentro de cada passagem da hélice.

Para cumprir o objetivo do teste, o compressor tinha de ser instrumentado para identificar as forças aerodinâmicas e mecânicas dentro da máquina. Os conhecimentos sobre o desempenho aerodinâmico do compressor foram também necessários para sincronizar a amplitude e frequência de dados da dinâmica com a localização do compressor no seu mapa de funcionamento. A instrumentação estava concentrada na área de terceira etapa, uma vez que todos os fracassos tinham ocorrido nessa fase, exceto um. No entanto, os instrumentos foram também instalados em toda a máquina uma vez que condições que levam às falhas podem surgir a montante (ou a jusante) da fase do problema.

Para avaliar o desempenho termodinâmico, a temperatura total e as medições de pressão foram feitas em cada fase e na entrada e descarga do compressor. O escoamento foi medido utilizando um orifício localizado a montante da entrada do compressor. A gravidade específica do gás foi continuamente monitorizada e foram adquiridas amostras frequentes de gás para assegurar as propriedades conhecidas do gás. Foram utilizadas sondas de pressão dinâmicas para detetar quaisquer fenómenos transitórios que pudessem estar a contribuir para as falhas. Medidores de tensão dinâmicos foram aplicados aos rotores para medir a influência de quaisquer desses fenómenos. As válvulas de pressão estática foram localizadas na entrada e descarga da terceira fase para mapear o campo de pressão em torno desse rotor.

A pressão dinâmica foi medida por transdutores de alta impedância acoplados a amplificadores de carga de modo duplo. Nove destes transdutores foram localizados internamente e cinco externos ao corpo do compressor. Foi utilizado um conector de antepara especialmente configurado para uso de DR para selar os cabos internos do transdutor nos locais de saída da caixa.

O compressor foi operado dentro e fora do seu mapa de escoamento projetado. Pressões de descarga tão elevadas como 6250 psi foram atingidas durante os testes a 10750 rotações por minuto. O compressor foi intencionalmente colocado em paragem a quatro velocidades diferentes para investigar a paragem como uma causa de falha. A máquina também foi operada extensivamente a taxas de escoamento muito elevadas, incluindo uma corrida de resistência de 20 horas para avaliar os efeitos do funcionamento em sobrecarga profunda.

Foram instaladas válvulas estáticas em três locais chave na terceira fase: a entrada do rotor, a saída do rotor e a saída do difusor perto da entrada da voluta. As distribuições de pressão foram registadas em várias condições de funcionamento ao longo do mapa de desempenho. No entanto, para conservação do espaço, apenas são apresentadas distribuições para um escoamento estável próximo do mínimo, próximo do escoamento de projeto e com taxas de escoamento máximas. Claramente, as distribuições não são uniformes e, ao contrário dos resultados dos anteriores investigadores, existe uma diferença substancial entre a magnitude da queda de pressão nas saídas do difusor e do rotor. em geral, a variação da pressão estática na saída do difusor é aproximadamente o dobro da variação na saída do rotor. esta tendência parece manter-se para as três condições de escoamento.

Em suma, o campo de pressão estático não uniforme está a envolver o rotor. Isto não deve ser demasiado surpreendente, pois as condições de entrada do compressor irão ajustar-se em reação à alteração da pressão a jusante. Da mesma forma, as passagens de escoamento individuais dentro do rotor reagirão a uma pressão não uniforme a jusante. A variação nas passagens individuais influencia então o campo de pressão de entrada a montante do rotor.

Os testes descritos não conseguiram identificar a causa raiz das falhas do rotor, mas forneceram uma visão valiosa das forças que atuam sobre os compressores centrífugos em aplicações de alta pressão. No entanto, os testes/análises mostraram que a operação de sobrecarga é uma suspeita do fracasso porque as tensões mais elevadas foram medidas na região de alto escoamento do mapa de desempenho [11].

Em 2006, David James desenvolveu um motor de combustão interna com um compressor centrífugo ou ar de deslocamento positivo, chamado *supercharger*, incorporando um motor elétrico de alta velocidade no eixo de transmissão com o objetivo de aceleração e geração de ar pressurizado a baixas velocidades do motor e incorporação de embraiagens unidirecionais e/ou magnéticas para um funcionamento eficiente. Esta invenção está geralmente relacionada com sistemas de carregamento de ar na admissão para motores de combustão interna. A potência para operar o sobrealimentador é obtida partir do próprio motor, por meio de uma correia e roldana ou de um sistema de transmissão direta. A sobrealimentação permite que o motor gere mais poder por meio de um maior volume de ar a ser alimentado ao motor sob pressão e ajuste correspondente ao escoamento de combustível. Não é raro aumentar a potência do motor em 50% ou mais com a ajuda de um sobrealimentador, proporcional à pressão do ar impulsionado, que também proporcional à velocidade de rotação do sobrealimentador. Portanto, quanto mais rápido o motor gira, mais rápida é a velocidade do sobrealimentador e, por conseguinte, maior pressão de ar e maior potência é gerada.

O inconveniente sobre a sobrealimentação é o facto de muitos veículos precisarem de potência máxima durante a aceleração de um veículo parado, tal como num semáforo. Nesses casos, o motor está a funcionar a baixa velocidade ao ralenti, que por sua vez gira o sobrealimentador a baixa velocidade, resultando numa pressão de ar muito baixa. Só quando a velocidade do motor

aumenta é que um aumento apreciável da potência pode ser realizado. Embora a geração de potência a velocidades elevadas do motor seja benéfica para velocidades elevadas do veículo e aplicações com cargas pesadas, a falta de aumento de potência durante a aceleração é um sério inconveniente, particularmente em aplicações com um motor a diesel quando a redução de escoamento de ar durante a aceleração resulta na emissão de fumos negros. Seria, portanto, de grande valor se um sobrealimentador pudesse gerar o máximo impulso de pressão de ar na admissão durante as baixas velocidades do motor e durante toda a aceleração do veículo.

A presente invenção aborda o problema da baixa pressão de ar durante as baixas rotações do motor, acoplando um motor elétrico ao eixo de transmissão do compressor no sistema de sobrealimentação. Durante as baixas velocidades do motor, o motor elétrico acelerará o compressor a uma velocidade ótima para que se possa gerar ar a alta pressão para aumentar a potência do motor durante a aceleração do veículo. Uma vez que o veículo tenha atingido a velocidade desejada juntamente com a velocidade elevada do motor, o motor elétrico pode ser desligado para que o motor alimente o compressor por meio de uma correia ou engrenagem de transmissão para funcionamento contínuo. O funcionamento do motor elétrico pode ser controlado por interruptores no pedal do acelerador, sinais de um sistema de gestão do motor, ou de outros sensores.

Uma embraiagem unidirecional e/ou uma embraiagem magnética colocada entre o eixo de transmissão do compressor e a polia para a transmissão por correia ou engrenagem para uma transmissão por engrenagem, desligará o eixo de transmissão do compressor do motor de modo que o motor elétrico possa acelerar livremente o compressor até à velocidade ideal. Uma vez desligado o motor elétrico, a embraiagem unidirecional engatará de modo que a potência do motor conduza o compressor para uma operação de alta potência sustentada. Como outra característica da invenção, quando a carga do compressor tiver sido captada pela potência do motor, o motor elétrico, em vez de ser desligado, pode ter os seus controlos eletrónicos comutados de modo a gerar eletricidade para voltar ao sistema elétrico. Em condições de baixa carga, a embraiagem magnética também pode ser utilizada para desligar o compressor do motor com o objetivo de reduzir o arrasto parasita no motor, e o acionamento do motor elétrico é desligado.

De acordo com uma forma da invenção do aparelho, existem quatro modos de funcionamento separados e distintos.

Num modo de funcionamento, o motor elétrico é utilizado para aumentar a pressão do ar nos cilindros, quer o motor ainda não esteja ligado ou já esteja em funcionamento, mas a baixa velocidade.

Num segundo modo de funcionamento, o motor elétrico é utilizado para aumentar a pressão do ar nos cilindros antes de o motor ser ligado. Assim que o motor é ligado e quando a velocidade do motor aumenta, atua suficientemente através de um mecanismo de embraiagem para captar a carga do compressor, e o motor elétrico é então feito para ficar inativo.

Num terceiro modo de funcionamento, o motor elétrico é utilizado para aumentar a pressão do ar antes e durante o arranque do motor. Quando o motor é ligado e retira a carga do compressor do modo elétrico, as ligações do circuito para o motor são automaticamente modificadas pelo sistema de gestão do motor de modo que este se torne um gerador e volta a alimentar o sistema elétrico.

Num quarto modo de funcionamento, o motor elétrico não está de todo envolvido porque o operador do motor não teve necessidades de utilizar a capacidade de sobrealimentação do compressor.

Na forma de aparelhos é possível que a potência de saída do motor contorne inteiramente o compressor. A potência do motor pode então ser utilizada para conduzir diretamente o motor com um alternador.

A invenção é ilustrada no contexto de um motor de combustão interna com um sistema de gestão do motor, uma entrada de ar para o motor, e um motor. O conjunto de um compressor inclui um compressor, apoiado num eixo de transmissão do compressor. Uma válvula de by-pass é opcional para a utilização com o compressor. De acordo com a prática normal do motor, existe um mecanismo de acionamento rotativo que fornece potência rotativa desde a saída do motor até ao eixo do compressor. O acionamento rotativo inclui uma roda de roldana que conduz uma correia. A correia, por sua vez, aciona um trem de engrenagens que inclui uma engrenagem simples e uma engrenagem de pinhão.

Na incorporação do projeto uma embraiagem magnética é colocada num local desejado no mecanismo de acionamento rotativo com o objetivo de ligar seletivamente o funcionamento do compressor. Como é sabido, a embraiagem magnética pode ser rapidamente ativada para manter a relação de condução das sucessivas porções do mecanismo de acionamento, ou pode ser rapidamente ativada para as desengatar. Assim, torna-se um “interruptor” de ligar e desligar para o compressor. O motor elétrico alimentado por bateria é seletivamente utilizado sob o controlo do sistema de gestão do motor para a condução do compressor. O motor tem um enrolamento do estator e um rotor. Uma embraiagem unidirecional é preferencialmente localizada a meio da embraiagem magnética e do compressor no mecanismo de acionamento. O objetivo da embraiagem unidirecional, que pode ser uma típica embraiagem mecânica de funcionamento em excesso, é permitir que a potência de saída do motor capte a carga do compressor, conduzindo o compressor mais rapidamente do que está a ser conduzido a partir do motor elétrico.

Além disso, os conjuntos de rotor de motores de ímanes permanentes são propensos a falhas a alta velocidade. A incorporação de rotores com ímanes permanentes também exigiria uma embraiagem adicional de um só sentido para modos operacionais quando o motor elétrico é desligado, mas o compressor está a rodar sob potência do motor, pelo que a rotação do rotor com os ímanes no modo de motor desligado pode gerar calor excessivo devido a perdas eletromagnéticas. Portanto, um motor de relutância de comutação que gera torque máximo

durante a aceleração, e que não tem ímãs permanentes na sua construção, é a escolha preferida para esta invenção.

Em aplicações com motores de dois tempos em que é necessário ar pressurizado para o arranque de um motor, o motor elétrico é ativado ao rodar a ignição para a posição de ligado antes de pôr o motor a funcionar. Este modo de arranque é também aplicável ao arranque a frio de um motor a diesel, em que, em condições de tempo frio, é necessário ar de admissão quente. A vantagem desta característica é que ao ativar o motor, o ar de admissão passa através do sobrealimentador pelo módulo eletrónico e do enrolamento do motor, em que o ar absorve o calor e depois o processo de pressurização do ar, irá aumentar ainda mais a temperatura do ar nos cilindros e assim facilitar o arranque do motor.

O sistema de gestão do motor pode ser programado para desencadear o sobrealimentador durante períodos de baixa procura de potência do motor, tais como a velocidade lenta de cruzeiro, a fim de reduzir o arrasto parasita do sobrealimentador do motor.

Ao programar o sistema de gestão do motor, o motor elétrico pode ser reenergizado em qualquer altura em que se exija mais potência e o motor esteja a rodar a baixa velocidade para que o ciclo possa ser repetido. Se a procura de potência for feita e a velocidade do motor for suficientemente alta para gerar um impulso suficiente, então o sistema de gestão do motor pode passar pela ativação do motor elétrico e, em vez disso, engatar a embraiagem para acionar o compressor.

A unidade pode também incorporar uma válvula de by-pass de passivo integral. A válvula de derivação permitirá um escoamento de ar sem restrições para o motor enquanto o compressor não estiver em funcionamento. Esta característica irá eliminar qualquer restrição do escoamento de ar através da roda do compressor quando a unidade estiver desligada. A válvula integral é uma peça articulada de metal ou plástico que é colocada entre a passagem de entrada de ar e o coletor da roda do compressor [10].

Sendo este trabalho um tema com muita pouca informação disponível foi difícil encontrar casos de estudo semelhantes a este projeto. A maioria dos trabalhos envolvem compressores ligados a motores elétricos e compressores mecânicos para motores de cilindrada superior. Todavia estes casos servem para se ter uma noção do tipo trabalhos feitos com objetivo de aumentar o desempenho do compressor e consecutivamente do motor em uso.

Capítulo 3 – Metodologia

3.1 Atividade experimental

Neste capítulo é descrito todo o procedimento experimental efetuado e metodologia usada para realizar este projeto.

O projeto experimental consiste em calcular o desempenho do motor Honda GX50 com uma hélice acoplada em duas diferentes situações: motor naturalmente aspirado e o mesmo motor com um compressor centrífugo projetado como sistema de sobrealimentação.

Neste cálculo de desempenho, os parâmetros medidos são o binário do motor, a potência e o consumo específico. Também é medida a pressão à saída do compressor, todos os parâmetros serão apresentados em função da sua velocidade de rotação.

Dado esta atividade serão necessárias alterações no sistema de forma ao projeto ser compatível com todas as experiências que serão efetuadas, pois o motor de origem não foi otimizado de fábrica para funcionar com sobrealimentação.

3.1.2 Motor Honda GX50

O motor usado para os ensaios experimentais foi o Honda GX50. Este motor é monocilíndrico de 47,9 centímetros cúbicos a 4 tempos, com 2 cavalos de potência máxima e um binário de 2,2 Nm a 5500 rpm. O equipamento possui uma massa de 4,1 kg, sem considerar as massas de gasolina e óleo. Opera com gasolina sem chumbo com um teor de octanas de 86 ou superior e a sua admissão é feita através de um carburador. Normalmente este motor é usado em máquinas de jardinagem, construção e agricultura. Algumas características adicionais do motor são especificadas na tabela exibidas no apêndice A e na Figura 45 pode-se ver o motor montado no banco de ensaios.

3.1.3 Hélice

Para a realização deste trabalho experimental foi necessário a escolha de uma hélice, que foi acoplada à parte dianteira do motor (ver Figura 36). A sua escolha passou por uma pesquisa de hélices que normalmente são usadas em motores com esta cilindrada (50cc), e posteriormente por uma análise feita no *PropSelector* de forma a encontrar a hélice mais adequada aos ensaios com este motor.

O objetivo desta análise consistiu em encontrar a hélice que mais se aproximava da potência máxima do motor à respectiva velocidade de rotação. Neste caso a potência máxima será de 1,47 kW a uma velocidade de 7000 rpm. A hélice mais adequada para ser usada nesta experiência é uma hélice 18x10 (18 polegadas de diâmetro e 10 polegadas de passo).

Todavia, a hélice usada para efetuar os ensaios foi uma hélice 19x8, devido à falta de uma hélice 18x10. Esta hélice tem um diâmetro maior, um menor passo e mesmo sendo apropriada a um motor ligeiramente menos potente, por volta dos 1,35 kW, não deixa de ser adequada para este tipo de análise. As análises às duas hélices são apresentadas no apêndice B.



Figura 36 - Hélice 19x8 usada durante todos os ensaios

3.1.4 Binário do motor

O binário do motor foi calculado através de um banco de ensaios que contém uma célula de carga de alumínio com um extensômetro embutido. A célula de carga está ligada a um amplificador de sinal HX711 e um Arduino uno (ver Figura 37).

A célula de carga vai fletir quando sujeita a uma força. O extensômetro vai medir a deformação causada pelo motor, o amplificador de sinal descodifica esta informação de forma que o Arduino a consiga ler e apresentar os resultados. De seguida foi usado o programa Arduino IDE para efetuar a leitura dos dados obtidos.

Este sistema de recolha e leitura de dados através de uma célula de carga já se encontrava previamente montado, por ter sido usado em projetos anteriores. Apenas foi alterado de um Arduino nano para um Arduino uno.

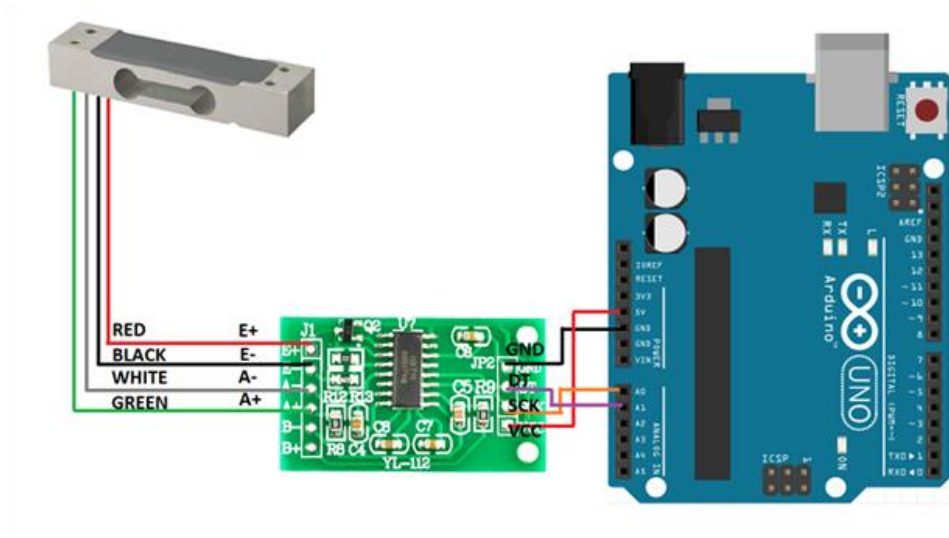


Figura 37 - Esquema do sistema de medição do binário do motor [16].

O cálculo do binário é baseado na força que o motor exerce sobre a célula de carga, ou seja, a rotação da cambota produz um momento (ação), enquanto a hélice produz um momento de igual intensidade, mas no sentido oposto. A força exercida por estes momentos é determinada pelo Arduino. Este sistema vai de acordo com a 3ª lei de Newton, que menciona que para cada ação existe uma reação de igual magnitude, mas de sentido contrário.

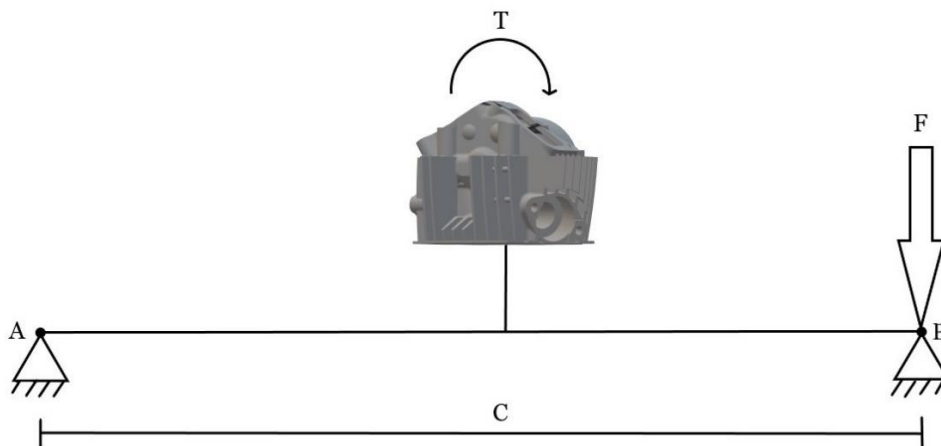


Figura 38 - Ilustração do princípio usado para determinação do binário [16].

A figura 38, que esquematiza o banco de ensaios usado na experiência, tem-se uma rótula em A e através do binário T aplicado pelo motor em operação, é exercida uma força no apoio B. Essa força é realizada sobre a célula de carga, que está apoiada sobre a rótula B, permitindo quantificar a magnitude dessa força em quilograma-força (kgf). Para converter a força para Newtons apenas é necessário multiplicá-la pela aceleração gravítica, g.

As duas rótulas, A e B, encontram-se distanciadas por C, que equivale a 18,5 cm. Esta distância é necessária para o cálculo do binário, que é determinado pela equação (3.1).

$$T = F \cdot Z \quad [N \cdot m] \quad (3.1)$$

Após o cálculo do binário pode ser calculada a potência média, pela equação (3.2).

$$P = T \cdot 2\pi \frac{N}{60} \quad [W] \quad (3.2)$$

Considerando que a célula de carga já se encontra parcialmente carregada com o peso da própria estrutura, incluindo o motor, é necessário retirar a sua massa para que os valores lidos correspondam apenas à força exercida pelo motor durante o procedimento. Isto pode ser conseguido através da determinação do fator de calibração, que permite anular as forças externas aplicadas sobre a célula de carga.

Após a montagem do banco de ensaios é então executado o código (presente no apêndice C). Depois de as leituras começarem, é colocada uma massa conhecida aplicada sobre a célula, que neste caso foi um peso de 50g. De seguida, o fator de calibração é ajustado até que o valor lido corresponda à massa do peso usado para a calibração e visto que é difícil obter o valor exato existe um erro associado a esta aproximação. Para o peso de 50 g, pressupõe-se um valor de $50 \pm 3,0$ (g). Por último, o fator de calibração é registado e substituído pelo código que irá fornecer a leitura da força medida.

3.1.5 Rotações

A medição da velocidade de rotação foi feita através de dois sistemas, um para quantificar as rotações por minuto do motor em uso e outra para determinar as rpm do compressor.

As rotações do motor foram determinadas com auxílio de um tacómetro que determina a velocidade de rotação do motor através dos disparos da vela de ignição. A sua instalação consistiu em enrolar um fio em torno do fio que alimenta a vela de ignição e outro fio num ponto do motor em que faça massa (apêndice F). Como se trata de um motor com sistema de ignição por íman, a vela dispara uma vez por cada rotação da cambota. No tacómetro, é escolhido o respetivo programa e a velocidade do motor é exibida no ecrã.

As rotações do compressor são determinadas através da razão das polias utilizadas em cada caso de estudo.

3.1.6 Consumo

O consumo é um parâmetro muito importante no desempenho deste processo experimental, nomeadamente o consumo específico.

O consumo específico permite avaliar a quantidade de combustível em unidades de massa necessária para obter determinada quantidade de energia do motor. Para o motor ser mais eficaz e rentável, este valor tem de ser o mais baixo possível.

Para determinar o consumo específico do motor é necessário calcular o caudal de combustível que passa para o motor. Este caudal pode ser determinado através da equação.

$$\dot{f} = \frac{W_i - W_f}{t} = \frac{(V_i - V_f) \times \rho_{\text{combustível}}}{t} \quad [g/s] \quad (3.3)$$

De forma a contabilizar a massa/volume de combustível gasto num determinado período, foi concebido um sistema para fornecer combustível ao motor de duas formas distintas. Durante o funcionamento normal do motor e grande parte do período experimental, o motor consome gasolina do depósito montado para conceber combustível ao motor. Quando for necessário determinar o consumo, o escoamento de combustível é redirecionado e este passa a sair de uma pipeta graduada, cuja escala é de 0,1 milímetros. Este sistema pode ser verificado na figura 39.

Após ser obtido o caudal de combustível, o consumo específico pode ser determinado pela equação

$$SFC = \frac{\dot{f}}{(P \times 10^{-3})} \times 3600 \quad [g/kWh] \quad (3.4)$$



Figura 39 - Pipeta usada para medição do consumo específico do motor em todos os ensaios

3.1.7 Pressão estática

Para medir a pressão à entrada do carburador foi usado um sensor de pressão MPX4250DP. Este sensor mede a pressão estática ou manométrica, isto é, a pressão absoluta do fluido em relação à pressão atmosférica, de 0 a 250 kPa, com sinal no chip acondicionado, temperatura compensada e calibrada.

A pressão estática é medida quando o fluido está em repouso em relação à medição. Neste caso foi aplicado um tubo numa das saídas de diferencial de pressão do sensor que foi fixado na parede do tubo, junto à entrada do carburador, onde o fluido está em movimento.

Para a leitura do diferencial de pressão foi conectado um Arduino Uno ao sensor, programado por um código. O sistema de leitura de pressão estática e o respetivo código encontram-se respetivamente nos apêndices D e F.

3.1.8 Compressor centrífugo

O compressor centrífugo usado durante toda a atividade experimental foi projetado para outro trabalho prático realizado na UBI. Na sequência desse trabalho surgiu a oportunidade de se fazer outro tipo de ensaios usando o mesmo compressor.

Os ensaios realizados neste trabalho incluíram o uso do compressor centrífugo como sistema de sobrealimentação do motor Honda GX50, conectando o compressor à cambota do motor por meio de duas polias ligadas entre si por uma correia e foram usados diferentes tamanhos de polias de forma a gerar várias razões, respetivamente, razão de 1:1,5, 1:3 e 1:6.

O compressor é constituído por um rotor aberto e foi impresso em ABS numa impressora 3D. Durante a realização dos ensaios o material do compressor não cedeu à razão de polias mais elevada, 1:6, tendo assim sido uma parte fundamental para os resultados obtidos.

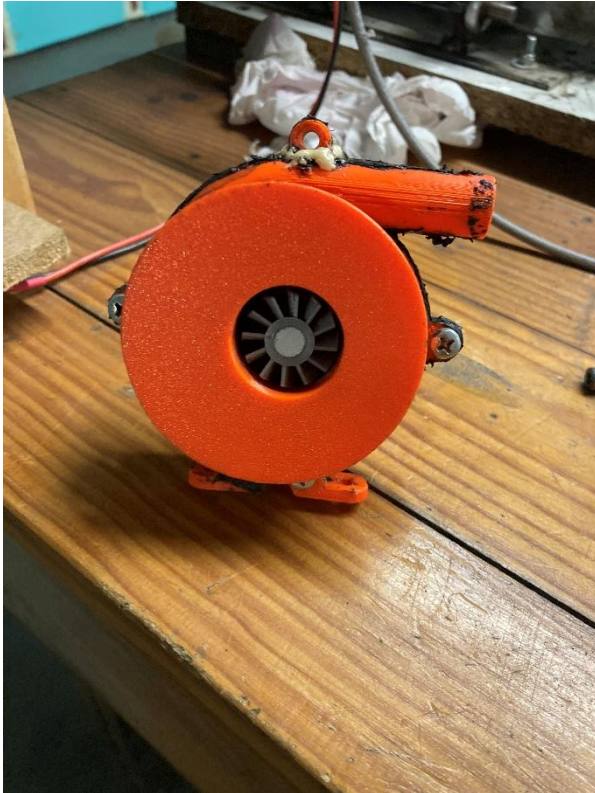


Figura 40 - Compressor centrífugo usado como sistema de sobrealimentação



Figura 41 - Compressor centrífugo conectado a uma polia

3.1.9 Instalação experimental

Este projeto é uma continuação de um trabalho experimental previamente realizado por um aluno da UBI, em que são usados vários instrumentos desse trabalho na instalação do banco de ensaios e adaptados ao novo projeto:

- motor Honda GX50;
- compressor centrífugo;
- estrutura protetora de madeira em torno do motor;
- hélice;
- medidor de rotações por minuto do motor;
- sistema de botão de emergência;
- pipeta graduada para medição do consumo de combustível.

A adaptação começou pela segurança. Foi colocada uma grade de ferro sobre a estrutura que protege o motor para maior segurança a fim de evitar algum imprevisto, como por exemplo, alguém passar a mão pela hélice em funcionamento. A hélice durante o procedimento vai atingir rotações muito altas em que pode ficar praticamente invisível a olho nu durante a sua rotação e pode tornar-se bastante perigoso.

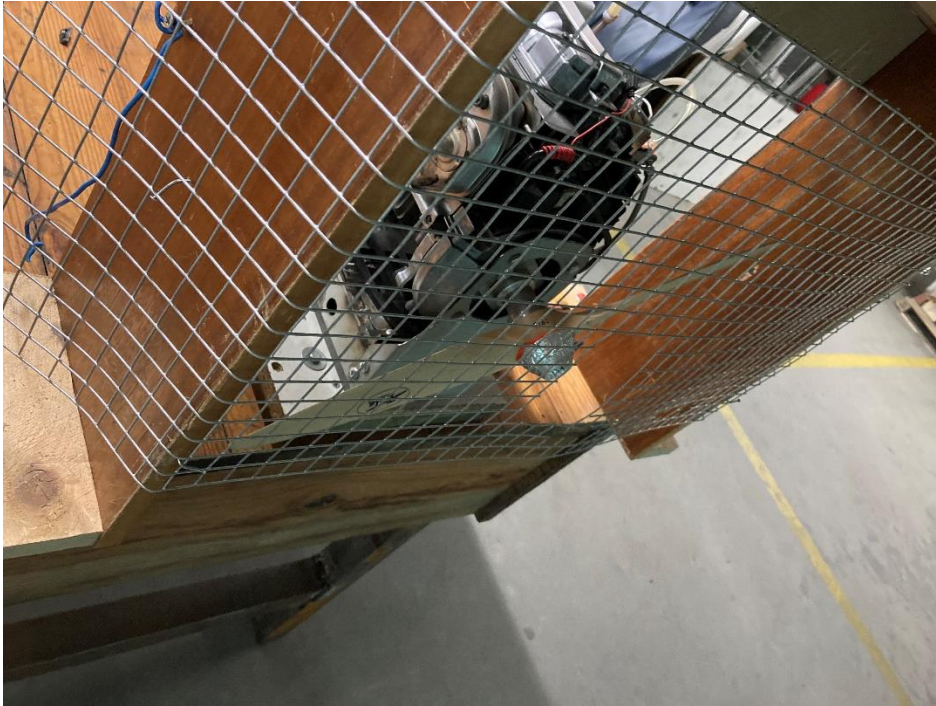


Figura 42 - Grade de ferro usada como sistema de segurança durante toda a atividade experimental

O motor veio de fábrica com um arranque a corda (*pull start*), que foi retirado de modo a poder conectar uma polia diretamente à cambota do motor. As polias usadas são em alumínio e o compressor é um compressor centrífugo com um rotor radial e um difusor sem palhetas. A razão de polias foi obtida através do tamanho das polias escolhidas, conectadas através de uma correia.

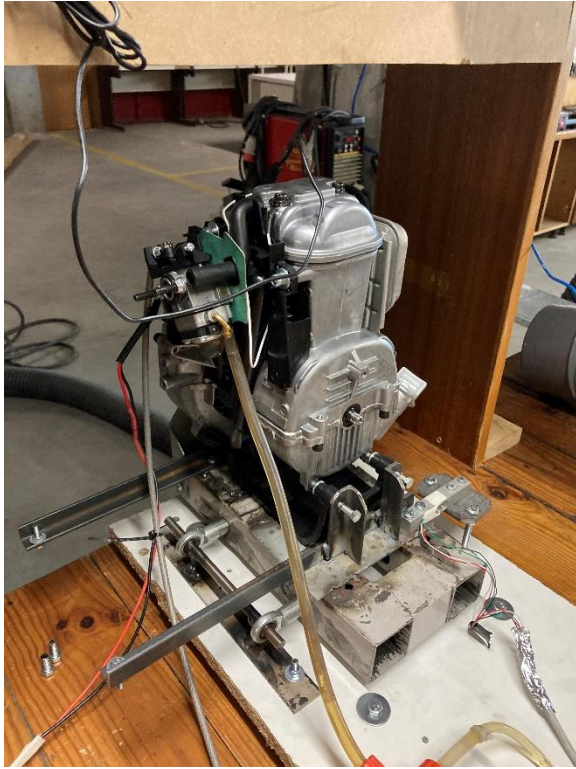


Figura 43 - Motor Honda GX50 após remoção do arranque à corda

De modo a fixar a polia à cambota do motor foi necessário criar uma estrutura que fosse capaz de suportar o sistema das polias com o compressor. Optou-se por criar uma estrutura em ferro que permitisse fixar o compressor. Esta estrutura feita em ferro encontra-se na parte de trás do motor de modo ao compressor e à correia não serem influenciados pela esteira da hélice. Se estivesse de lado do motor, a esteira da hélice além de fazer a correia abanar bastante, podia fazê-la sair das bordas das polias e parar o funcionamento do compressor. A estrutura foi fixada à cabeça do motor, à cambota do motor e soldada à estrutura em que o motor está apoiado, criando um género de uma “gaiola”. Abriu-se um buraco na chapa de ferro de modo a deixar circular o escoamento de ar causado pela rotação do compressor centrífugo.

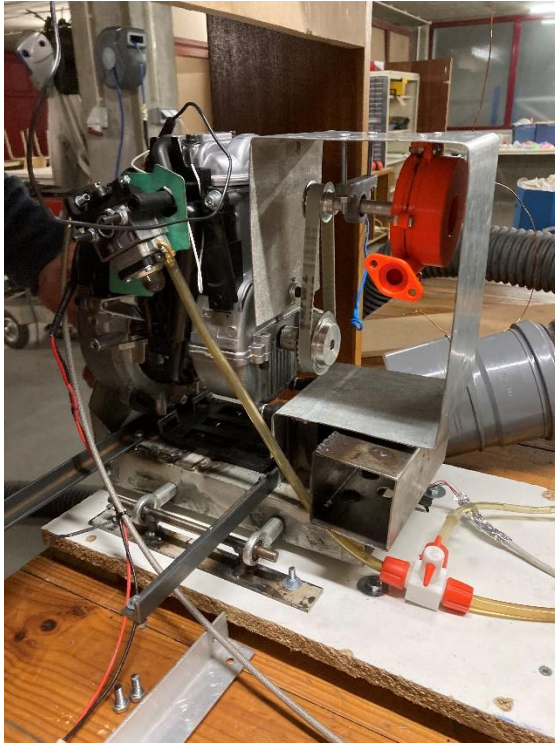


Figura 44 - Estrutura em forma de "gaiola" para suportar o sistema de sobrealimentação do motor

O próximo passo foi de conectar o compressor ao carburador. Dado que não foi possível conectar diretamente o compressor ao carburador devido ao seu eixo de saída, que coincide com a direção da esteira da hélice do motor, foi utilizado um tubo em PVC flexível transparente que liga do compressor diretamente ao carburador do motor de forma a estabelecer a passagem de ar comprimido à admissão do carburador. De maneira à admissão de ar ser o mais eficiente possível, era necessário o ar percorrer a menor distância possível, ou seja, o comprimento do tubo que liga o compressor ao carburador tinha de ser o mais pequeno possível, como se pode verificar na figura 45.

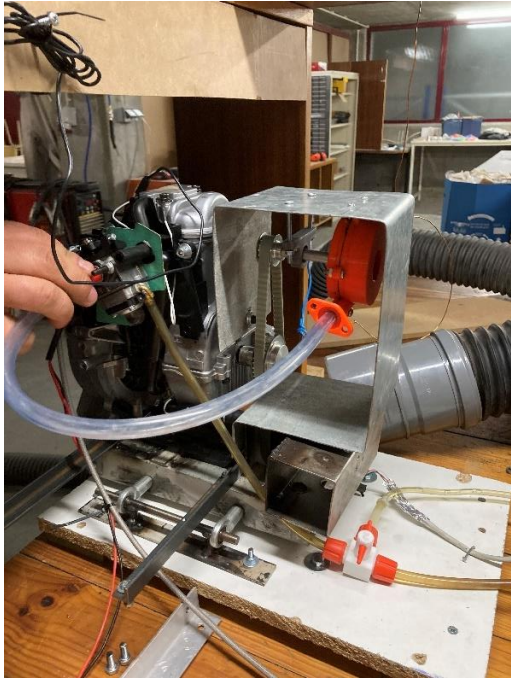


Figura 45 - Conexão do compressor para o carburador do motor através de um tubo PVC flexível

Uma vez que o arranque à corda foi retirado, a alternativa escolhida foi de usar um arrancador aplicado sobre a hélice. Foi necessária uma estrutura cônica para ser possível arrancar o motor. Este cone foi impresso em ABS numa impressora 3D.



Figura 46 - Estrutura cônica impressa em 3D para arrancar o motor

3.1.10 Procedimento experimental

Após a instalação do banco deu-se início ao processo experimental. Esta experiência foi encarada de um modo “tentativa e erro”, ou seja, durante o processo houve bastantes alterações em todo o sistema, de forma a obter uma melhor eficiência nos resultados.

Visto que este trabalho se realizou num ambiente com partes móveis (hélice, correia, compressor), líquidos inflamáveis (gasolina) e gases de escape provenientes do motor, foi necessário tomar uma série de medidas preventivas de forma a evitar acidentes.

Anteriormente já foi referido as componentes de segurança, envolvendo a proteção do motor e o botão SOS que desliga o motor em caso de acontecer algum imprevisto. Relativamente ao combustível e aos gases de escape, é fundamental o cuidado para não inalar estas substâncias e garantir uma ventilação adequada. Para este efeito foi usado um extrator para transportar os gases de escape para o exterior do laboratório.

Antes de iniciar qualquer teste, é extremamente importante realizar uma última inspeção de todos os componentes, de forma a não haver qualquer imprevisto. Todos os parafusos têm de estar devidamente apertados, fios soltos que podem interferir com funcionamento do motor ou hélice devidamente seguros e averiguar se os líquidos do motor, como o óleo e combustível, se encontram nas quantidades recomendadas pelo fabricante.

Outro aspeto importante de qualquer trabalho experimental, é garantir a segurança do operador que vai realizar a experiência. O uso de equipamento de proteção individual como bata, óculos de proteção e protetores de ouvidos são essenciais durante toda a experiência.

Após toda a proteção necessária para a realização da atividade experimental, foram efetuados ensaios com o motor naturalmente aspirado (sem o sistema de sobrealimentação), e foram retirados valores de binário, pressão estática e consumo de combustível.

Depois dos primeiros testes efetuados com o motor naturalmente aspirado, sucederam-se os testes com o compressor acoplado ao motor, onde se verificou logo à partida que o motor não estava a atingir as rpm desejadas. Em vez de motor atingir rpm mais elevadas, estava a atingir rpm mais baixas do que o motor naturalmente aspirado. Isto porque a quantidade de ar injetada no motor vai criar vácuo de sucção que vai fazê-lo sugar mais combustível e consequentemente aumentar a sua rotação. Logo, como isso não se verificou, rapidamente chegámos à conclusão de que o compressor não estava a fornecer a quantidade de ar suficiente ao compressor para aumentar a sua rotação e que o ar estaria a ter perdas de carga durante a sua passagem pelo tubo. O facto de a trajetória do tubo ser aproximadamente uma curva de 180°, a primeira solução passou por tentar aumentar o diâmetro do tubo de PVC flexível usado na ligação entre o compressor e o carburador.

O novo teste iniciou-se com um aumento de 5 cm de diâmetro no tubo de PVC flexível, verificando que as alterações nos resultados não eram muito significativas foi-se aumentando o diâmetro do tubo até se chegar a resultados em que se chegou à conclusão de que o diâmetro do tubo não era fator de impedimento da passagem de ar para o motor. Durante este processo passou-se de 16 cm de diâmetro do primeiro tubo para 32,5 cm, tendo durante todas as tentativas testado 7 tubos de diâmetro diferentes. Quando o tubo começou a ter medidas superiores ao diâmetro de saída da voluta teve de se recorrer à criação de uma peça para adaptar o tubo. Esta peça foi impressa também numa impressora 3D.



Figura 47- Exemplos de diferentes tubos PVC usados durante os ensaios experimentais

Depois de várias tentativas de se chegar ao diâmetro certo que não limitasse a passagem de ar do compressor para o motor, achou-se melhor fazer uma mudança a nível do carburador usado para alimentar o motor. Esta mudança permitiu um maior caudal de combustível a alimentar o motor.

O carburador usado foi um carburador Honda G100 GXH50 (ver Figura 48). Foram feitos ajustes de forma ao carburador estar adaptável para uso no banco de ensaios. Foi implementado um suporte de aço à parte inferior do carburador para segurar o cabo ligado ao acelerador manual que acelera o motor, tal como foi necessário encaixar uma mola na patilha do acelerador. Verificou-se também que o carburador não era inteiramente compatível com o motor em uso, pois as entradas dos parafusos que permitiam encaixar e apertar o carburador ao motor não coincidiam com as entradas do motor.



Figura 48 - Carburador G100 GXH50 Petrol Engine usado em vários ensaios

Com a ajuda do torno mecânico, fez-se uma peça em alumínio, que serviu de apoio ao novo carburador para ser compatível juntar o novo carburador ao motor. A sua utilização fez com que a trajetória que o tubo de PVC entre o compressor e o carburador se tornasse maior e dificultou a execução da experiência por ser necessário novamente fazer uma adaptação ao sistema (ver Figura 49).



Figura 49 - Estrutura em alumínio usada para conectar o novo carburador à admissão do motor

Após repensar como implementar o sistema de alimentação de ar comprimido ao motor, reparou-se que o tubo não conseguia fazer a curva necessária para fazer a conexão direta entre o compressor e o tubo, devido à sua rigidez, então foi necessário parti-lo em duas partes conectadas através de duas peças em 90 graus, também impressas em 3D, que faziam a ligação dos tubos.

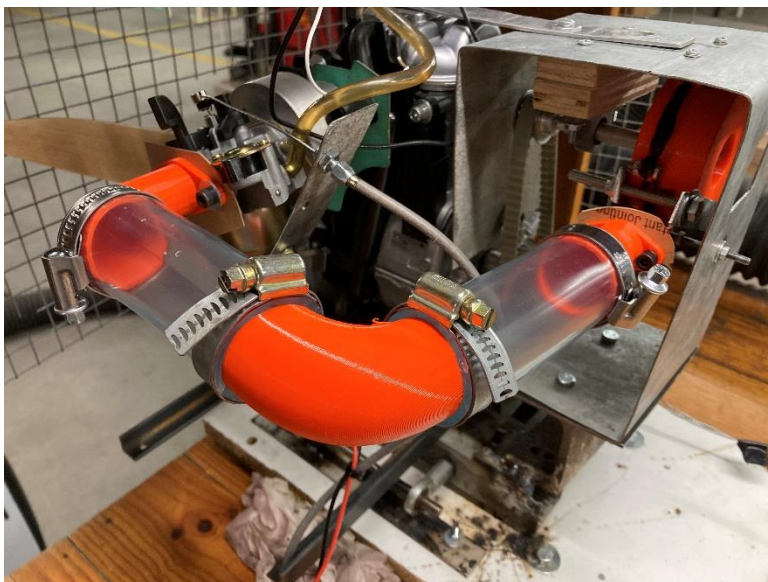


Figura 50 - Sistema de sobrealimentação com tubo PVC flexível conectado a flanges impressas em 3D

Novamente, depois de algumas tentativas de funcionamento, observou-se que o carburador ao não conter uma bomba para sangrar, não conseguia sugar apropriadamente o combustível, sendo necessário mover o depósito de modo à gravidade ajudar a sangrar o tubo. Então, o depósito de combustível e a pipeta graduada foram recolocados na parte de cima da estrutura de madeira que envolvia o motor.

O depósito usado no procedimento experimental foi o de origem do motor, contendo um tubo de sucção apropriado para o carburador de origem. Com isto, verificou-se que não puxava a quantidade de combustível suficiente para alimentar o novo carburador. Desta forma, foi tomada a decisão de alterar o depósito de combustível para outro com um orifício de saída de combustível maior para permitir uma maior absorção de combustível pelo motor



Figura 51 - Novo depósito de combustível usado durante os ensaios

Mesmo depois de bastantes alterações efetuadas ao banco inicialmente projetado, os resultados obtidos não pareciam transmitir confiança. Desta forma, na tentativa de alcançar o melhor desempenho possível voltou-se a alterar o carburador para o original de fábrica. Apesar de o novo carburador permitir maior escoamento de combustível, os resultados obtidos durante as experiências foram mais inconstantes e havia muitas oscilações nos dados obtidos, influenciados pelo facto de ser bastante difícil afinar o carburador por não ter sido fabricado para uso específico neste motor. Além disso, a saída do compressor que liga ao canal de passagem de ar para o motor estava ligeiramente inclinado porque a saída do compressor e carburador não estavam ao mesmo nível de altura e mesmo com uma junta havia pequenas fugas de ar.

No final de diversas modificações ao banco inicialmente instalado, foi possível realizar todos os testes previstos - começando pelo motor naturalmente aspirado, passando depois para o motor com o compressor centrífugo instalado, juntamente com o teste de pressão estática, à entrada do carburador. Foram usadas razões de polias de 1,5, de 3 e de 6 com a finalidade de comparar o desempenho do motor. Em cada caso específico o carburador foi afinado com a finalidade de obter o melhor desempenho possível.

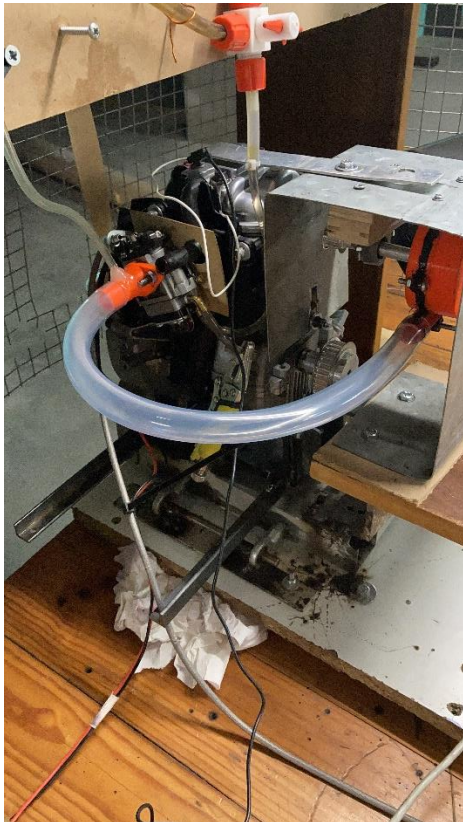


Figura 52 - Configuração final dos ensaios experimentais, com o carburador de origem do motor

Capítulo 4 – Resultados

Neste capítulo apresentam-se os resultados obtidos durante a execução de todos os ensaios. O objetivo dos testes realizados é avaliar o desempenho do motor Honda GX50, após todas as alterações efetuadas, e verificar o seu comportamento, com e sem sobrealimentação. Os resultados serão comparados de forma a avaliar a viabilidade da implementação de sistemas de sobrealimentação de pequenas dimensões em motores de combustão interna.

Todos os ensaios foram efetuados após o motor atingir a temperatura normal de operação de modo a conseguir resultados mais corretos.

4.1 Binário

Os gráficos 1, 2, 3 e 4 representam a evolução do binário do motor em relação às rpm. Todos os gráficos mostram uma tendência de subida do binário à medida que vão aumentando as rpm.

No primeiro gráfico pode-se verificar que o motor naturalmente aspirado ultrapassa as 7000 rpm, o que leva a ter um binário maior que os restantes casos. Isto deve-se ao facto de motor com o compressor acoplado não ultrapassar as 7000 rpm devido às perdas de carga, causadas pela insuficiência do compressor de alimentar o motor com a quantidade de ar necessária para fazer o motor aumentar a sua rotação como pelas limitações do sistema de ligação entre o compressor e o carburador.

O maior valor de binário obtido com o compressor foi de 2,26 Nm, por volta das 6600 rpm, um valor maior que o respetivo binário naturalmente aspirado às mesmas rotações, que ronda aproximadamente 2,06 Nm. Verifica-se então um ligeiro aumento do binário à medida que se vai aumentando a razão de polias.

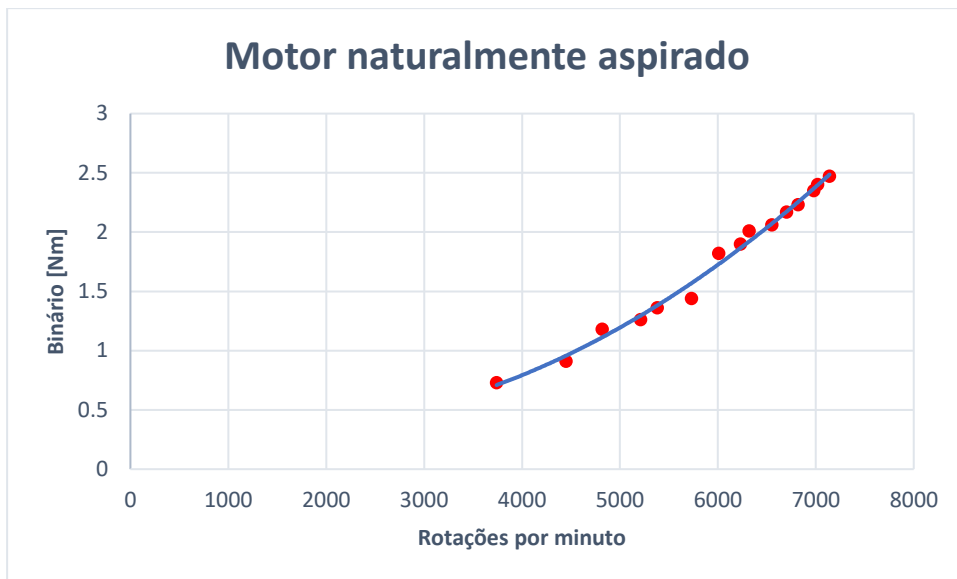


Gráfico 1 - Caracterização do binário do motor naturalmente aspirado

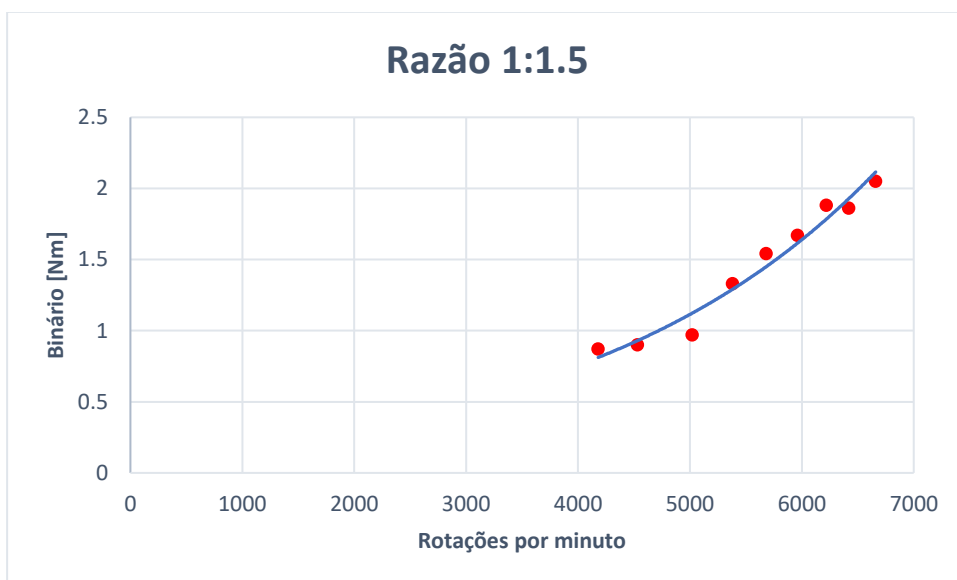


Gráfico 2 - Caracterização do binário do motor com razão de polias 1:1.5



Gráfico 3 - Caracterização do binário do motor com razão de polias 1:3



Gráfico 4 - Caracterização do motor com razão de polias 1:6

4.2 Pressão estática

Para calcular a pressão estática foi efetuado mais um ensaio para melhor comparar e perceber o efeito do tubo na admissão do motor. Apenas foi colocado o tubo na admissão, sem estar ligado ao compressor, e como se verifica no gráfico 6 comparativamente a gráfico 5, a pressão estática é maior. Isto mostra que o tubo impede a absorção do ar por parte do motor e condiciona o seu funcionamento. É de salientar que tanto o gráfico 5 e 6 apresentam oscilações significativas relativamente aos valores de pressão estática obtidos, pois no gráfico 5 o facto de haver uma flange encaixada na admissão do carburador, onde está situado o sensor, restringe a entrada de ar na admissão e quando se acelera o motor não consegue sugar a quantidade de ar requerida para corresponder ao acelerador criando essa oscilação de pressão. No gráfico 6 o tubo restringe a absorção do ar por parte do motor criando também essas oscilações de pressão estática.

Já nos gráficos 7, 8 e 9 as oscilações não são tão significativas, mas devido ao comprimento do tubo de ligação entre o compressor e o carburador são criadas ondas de choque causando perdas de carga de ar no escoamento do escoamento.

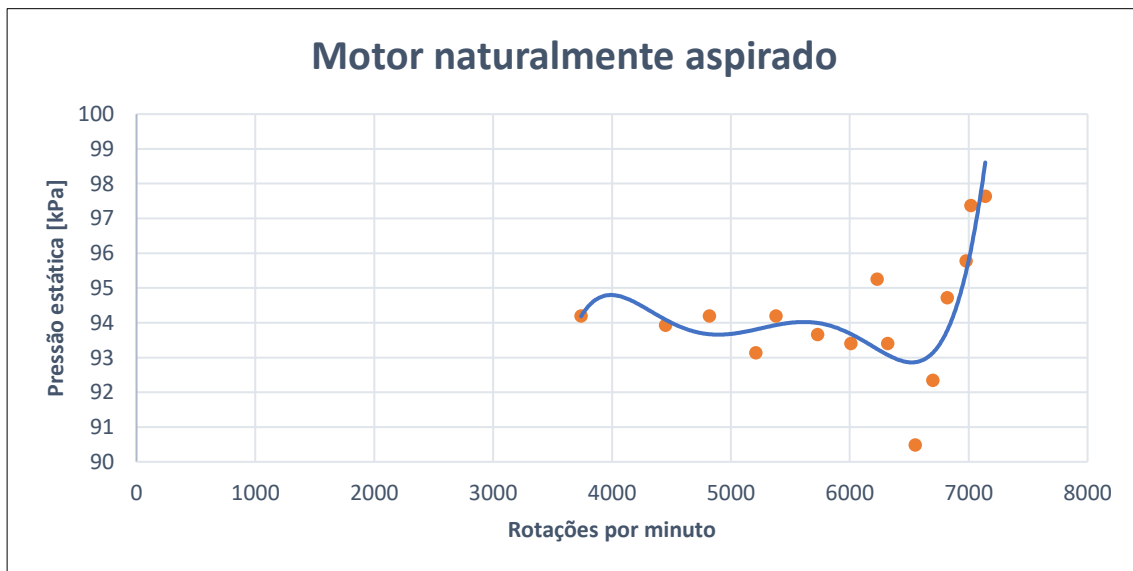


Gráfico 5 - Caracterização da pressão estática do motor naturalmente aspirado

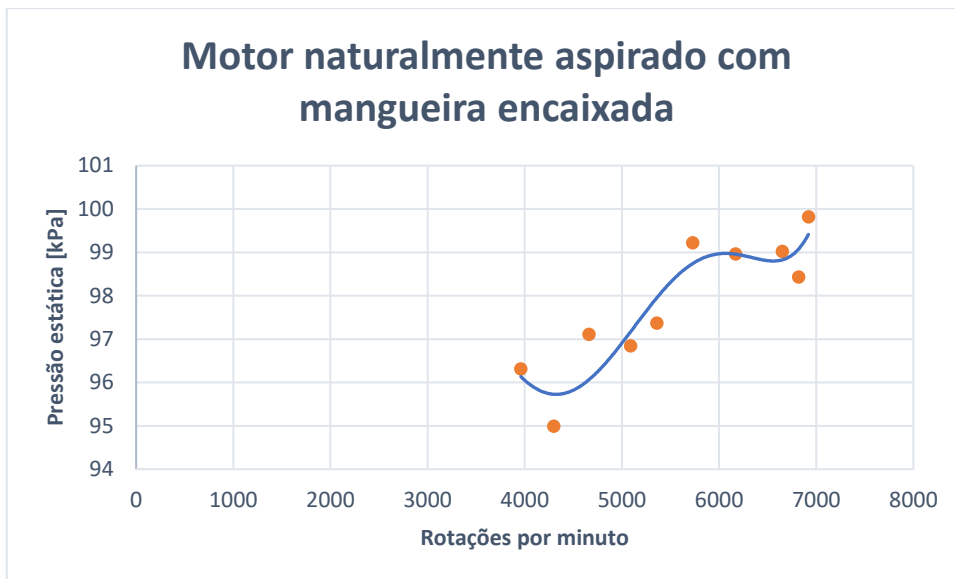


Gráfico 6 - Caracterização da pressão estática do motor naturalmente aspirado com o tubo encaixado no carburador



Gráfico 7 - Caracterização da pressão estática do motor com razão de polias 1:1.5



Gráfico 8 - Caracterização da pressão estática do motor com razão de polias 1:3



Gráfico 9 - Caracterização da pressão estática do motor com razão de polias 1:6

4.3 Potência

A potência média é um parâmetro obtido em função do binário, pelo que tanto os gráficos de binário e de potência são semelhantes pois o seu valor aumenta com o aumento das rotações por minuto.

Não se verificam muitas oscilações nos valores de potência e percebe-se que à medida que aumenta a razão de polias o valor de potência média aumenta para as mesmas rpm.

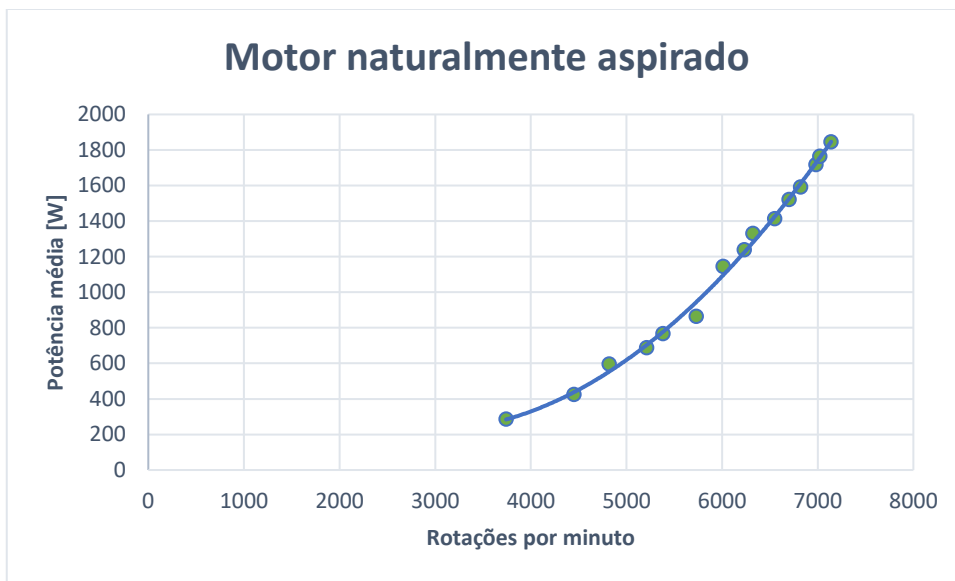


Gráfico 10 - Caracterização da potência média do motor naturalmente aspirado

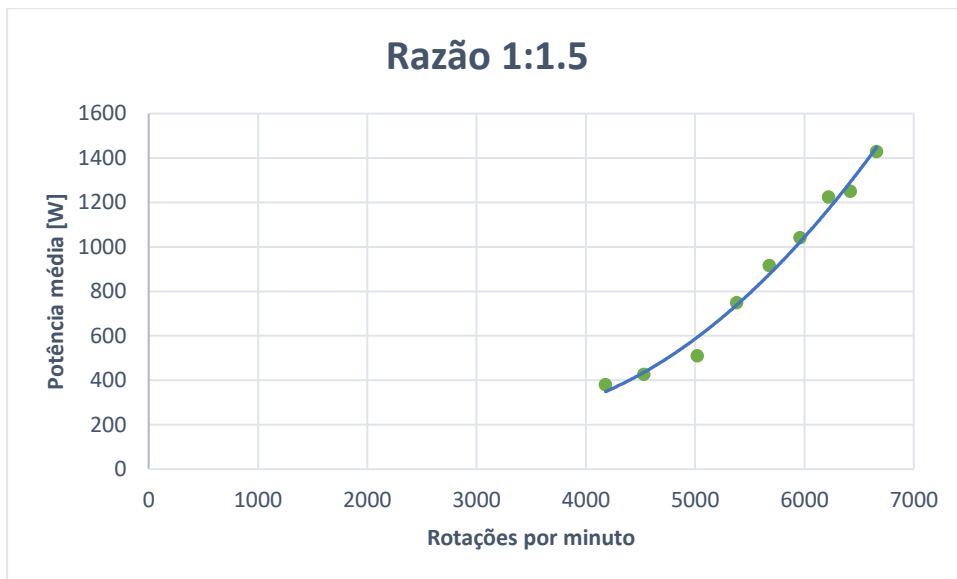


Gráfico 11 - Caracterização da potência média do motor com razão de polias 1:1.5



Gráfico 12 - Caracterização da potência média do motor com razão de polias 1:3



Gráfico 13 - Caracterização da potência média do motor com razão de polias 1:6

4.4 Consumo específico

Nos gráficos 14, 15, 16 e 17 é apresentado a evolução do consumo específico em relação às rpm.

O consumo específico foi calculado através do caudal de combustível e foi medido por uma pipeta graduada. Após vários ensaios notou-se uma descida do consumo específico com o aumento das rpm. Os valores do consumo específico podem estar um pouco alterados pois a pipeta usada para obter os valores encontrava-se em cima da estrutura que envolve o motor. Esta estrutura sofreu muita vibração durante a realização de todos os ensaios o que dificultou a leitura dos valores obtidos.

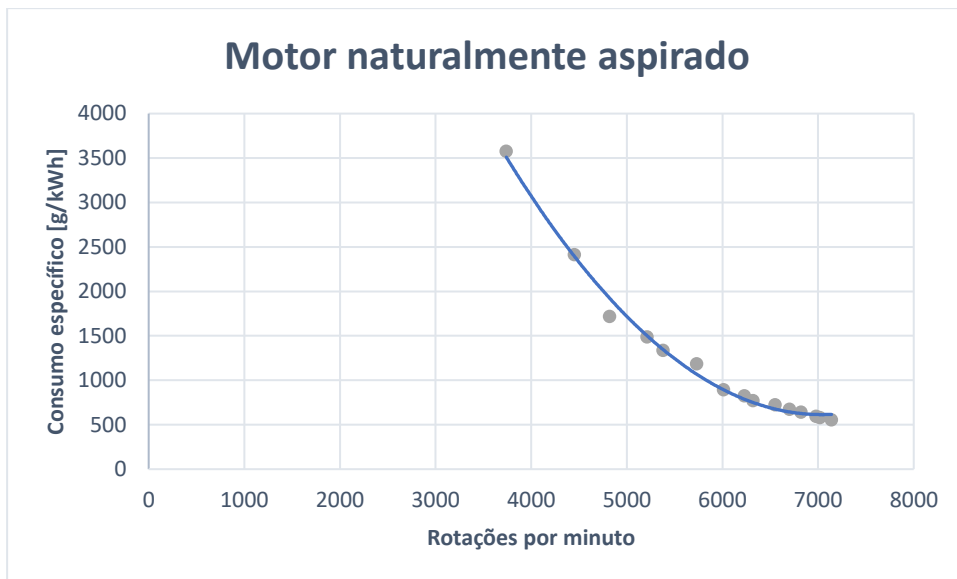


Gráfico 14 - Caracterização do consumo específico do motor naturalmente aspirado

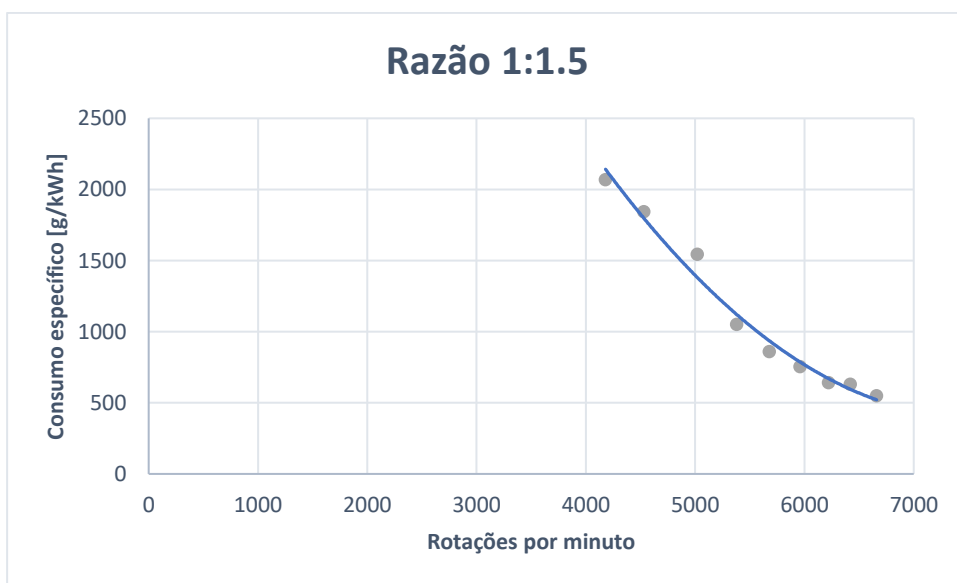


Gráfico 15 - Caracterização do consumo específico do motor com razão de polias 1:1.5



Gráfico 16 - Caracterização do consumo específico do motor com razão de polias 1:3



Gráfico 17 - Caracterização do consumo específico do motor com razão de polias 1:6

Capítulo 5 – Conclusão

Este último capítulo encerra a dissertação com reflexões e conclusões finais, contemplando algumas limitações e dificuldades encontradas durante a realização deste trabalho. São ainda sugeridas algumas melhorias, que podem vir a ser implementadas em possíveis trabalhos futuros.

Esta dissertação teve como principal objetivo a implementação e análise de um sobrealimentador mecânico num motor Honda de 50 centímetros cúbicos. Foi adaptado um banco de ensaios para poder efetuar este projeto, contando com a ajuda de uma impressora 3D para impressão de algumas peças de apoio ao compressor e à estrutura do sistema.

O compressor usado foi projetado para um outro trabalho, mas serviu para efetuar todos os testes necessários à conclusão deste projeto, sem atingir o ponto de rutura.

Após os testes realizados chegou-se à conclusão de que o sistema montado no banco de ensaios, com um compressor centrífugo a alimentar o motor através de tubo de PVC flexível, conseguiu melhorar ligeiramente o desempenho do motor. Houve um aumento de binário de 9,7% para a polia 1:6, de 3,9% para a polia 1:3 e um decréscimo de 0,4% para a polia 1:1,5.

Relativamente à pressão estática houve também um pequeno aumento que mostra que as perdas de carga causadas pelo comprimento do tubo de PVC flexível e o material do compressor não eram as melhores opções.

Outro ponto a salientar é o método de cálculo do consumo específico. O facto de a posição da pipeta ter sido alterada para a estrutura que envolvia o motor teve influência na recolha dos dados. A sua vibração pode ter induzido a erros na leitura.

5.1 Trabalhos futuros

Sendo este um tema pouco abordado e com pouca informação, existe muita margem para melhoria. Com essa finalidade abaixo estão algumas sugestões de melhorias ou trabalhos futuros que possam enriquecer esta área de trabalho.

- Testar um sobrealimentador mecânico num motor diretamente ligado à admissão do carburador;
- Construção de um compressor centrífugo de um material mais resistente como alumínio;
- Usar um carburador com maior caudal de combustível que encaixe na admissão do motor.

Bibliografia

- [1] "Compressor de parafuso", disponível em: <http://sccompressores.com.br/compressor-de-ar-industrial/>, consultado em janeiro de 2021.
- [2] "Compressor de pistão", disponível em: <https://www.compair.com/en-ng/small-reciprocating-compressor>, consultado em janeiro de 2021.
- [3] Cumpsty, N. A. (1976). *Compressor Aerodynamics* (Vol. 114, Issue 5, pp. 777–784), Krieger Publishing Company.
- [4] El-Sayed, A. F. (2017). *Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines*, CRC Press Taylor & Francis Group.
- [5] Engeda, A. (1999). From the Crystal Palace to the Pump Room. *Mechanical Engineering*, 121(02), 50–53. <https://doi.org/10.1115/1.1999-feb-3>
- [6] <https://engines.honda.com/models/model-detail/gx50>, consultado em outubro de 2020.
- [7] http://fluidoslfa.usuarios.rdc.pucrio.br/metexp/Teoria/ENG_1713_Medida_de_Pressa_o_Fluidos_Movimento.pdf, consultado em janeiro de 2021.
- [8] Gravdahl, J. T., & Egeland, O. (2008). Compressor surge and Rotating stall- Modelling & Control. In *Springer*, Springer-Verlag London .
- [9] Gresh, T. (2001). *Compressor Performance: Aerodynamics for the User* (Issue March), Elsevier Science & Technology Books.
- [10] James, D. (2006). *Motor assisted mechanical supercharging system*. c(19), 21–25.
- [11] Koch, J. M., Borer, C. J., & Sorokes, J. M. (1998). *Investigation of the Circumferential Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute*. 1993, 1–9.
- [12] Lüdtke, K. H. (2004). Process Centrifugal Compressors. In *Process Centrifugal Compressors*. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-09449-5>, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York.
- [13] Martins, J. (2013). *Motores de Combustão Interna*, PUBLINDUSTRIA.
- [14] https://www.nxp.com/files-static/sensors/doc/data_sheet/MPX4250.pdf, consultado em janeiro de 2021.
- [15] Sorokes, J. M. (2013). Selecting a centrifugal compressor. *Chemical Engineering Progress*, 109(6), 44–51.
- [16] Marto, D. & Brojó, F. (2020). *Desenvolvimento de um compressor centrífugo de pequenas dimensões para sobrealimentar o motor Honda GX50*, Universidade da Beira Interior.

Apêndices

Apêndice A – Características gerais do motor Honda GX50

Tabela 1 - Especificações gerais do motor Honda GX50

Honda GX50	
Tipo de motor	4 tempos com árvore de cames à cabeça arrefecido a ar
Curso x diâmetro	43 mm x 33 mm
Cilindrada	47,9 cm^3
Potência máxima	2 hp (1,47 kW) às 7000 rpm
Binário máximo	2,2 Nm às 5,500 rpm
Razão de compressão	8:1
Carburador	Diafragma
Capacidade do reservatório de óleo	0,13 l
Combustível	Gasolina sem chumbo com teor de octanas de 86 ou superior
Capacidade do reservatório de combustível	0,63 l
Peso (sem óleo e combustível)	4,1 kg
Comprimento	199 mm
Largura	260 mm
Altura	263 mm

Apêndice B – Análise da hélice no *Propselector*

The screenshot shows the Propeller Selector software interface. The input parameters are: Air Speed (0.00 km/hour), RPM (7000.00), Number of Blades (2), Blade Pitch (10.00 Inches), and Prop Diameter (18.00 Inches). The output results are: Thrust (64,674 Newtons), Power Output (0,000E+00 Watts), Power Absorbed (1443,5 Watts), and Efficiency (0,000E+00 Percent).

Parameter	Value	Unit
Air Speed	0.00	km/hour
RPM	7000.00	RPM
Number of Blades	2	
Blade Pitch	10.00	Inches
Prop Diameter	18.00	Inches
Thrust	64,674	Newtons
Power Output	0,000E+00	Watts
Power Absorbed	1443,5	Watts
Efficiency	0,000E+00	Percent

Figura 53 - Análise da hélice 18x10 no *PropSelector*

The screenshot shows the Propeller Selector software interface. The input parameters are: Air Speed (0.00 km/hour), RPM (7000.00), Number of Blades (2), Blade Pitch (8.00 Inches), and Prop Diameter (19.00 Inches). The output results are: Thrust (67,019 Newtons), Power Output (0,000E+00 Watts), Power Absorbed (1352,8 Watts), and Efficiency (0,000E+00 Percent).

Parameter	Value	Unit
Air Speed	0.00	km/hour
RPM	7000.00	RPM
Number of Blades	2	
Blade Pitch	8.00	Inches
Prop Diameter	19.00	Inches
Thrust	67,019	Newtons
Power Output	0,000E+00	Watts
Power Absorbed	1352,8	Watts
Efficiency	0,000E+00	Percent

Figura 54 - Análise da hélice 19x8 no *PropSelector*

Apêndice C – Código para determinar o fator de calibração

```
HX711 scale;

float calibration_factor = -143000; //motor sem compressor

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  Serial.println("HX711 calibration sketch");
  Serial.println("Remove all weight from scale");
  Serial.println("After readings begin, place known weight on scale");
  Serial.println("Press + or a to increase calibration factor");
  Serial.println("Press - or z to decrease calibration factor");

  scale.begin(DOUT, CLK);
  scale.set_scale();
  scale.tare(); //Reset the scale to 0

  long zero_factor = scale.read_average(); //Get a baseline reading
  Serial.print("Zero factor: "); //This can be used to remove the need to tare the scale. Useful in
  permanent scale projects.
  Serial.println(zero_factor);
}

void loop() {

  scale.set_scale(calibration_factor); //Adjust to this calibration factor
  Serial.print("Reading: ");
  Serial.print(scale.get_units(), 3); //Adjust precision
  Serial.print(" kg"); //Change this to kg and re-adjust the calibration factor if you follow SI units
  like a sane person
  Serial.print(" calibration_factor: ");
  Serial.print(calibration_factor);
  Serial.println();

  if(Serial.available())
  {
    char temp = Serial.read();
    if(temp == '+' || temp == 'a')
      calibration_factor += 1000;
    else if(temp == '-' || temp == 'z')
      calibration_factor -= 1000;
  }
  delay(1000);
}
```

Apêndice D – Código para leitura dos valores na célula de carga e no sensor diferencial de pressão

```
#include "HX711.h"

#define calibration_factor -143000 //This value is obtained using the
SparkFun_HX711_Calibration sketch

#define DOUT 3
#define CLK 2

HX711 scale;

int sensor=A0;
float Vcc = 4.88; //Tensão de entrada do sensor em Volts
float airpressure = 94.5; //Pressão ambiente lida com o barômetro em kPa

void setup() {

  Serial.begin(9600);

  scale.begin(DOUT, CLK);
  scale.set_scale(calibration_factor); //This value is obtained by using the
SparkFun_HX711_Calibration sketch
  scale.tare(); //Assuming there is no weight on the scale at start up, reset the scale to 0

  pinMode(sensor,INPUT);

  Serial.println("CLEARDATA");
  Serial.println("LABEL,Date,Time,Timer,Torque (N.m),Differential Pressure (kPa),Intake
Pressure (kPa)");
}

void loop() {

  float kgf = scale.get_units();
  float torque = kgf*9.81*0.185;
  int valorsensor=analogRead(sensor);
  float voltread=valorsensor*Vcc/1023; //Conversão para a tensão de saída do sensor em
Volts
  float pressuredif=(voltread/Vcc-0.04)/0.00369; //Diferença de pressão lida pelo sensor em
kPa
  float pressurein=airpressure+pressuredif; //Pressão total em kPa

  //Serial.print("DATA,DATE,TIME,TIMER, ");
  //Serial.print(torque); //scale.get_units() returns a float
  //Serial.print(",");
  //Serial.print(pressuredif);
  //Serial.print(",");
  //Serial.println(pressurein);
  //delay(500);

  Serial.print("TORQUE = ");
  Serial.print(torque); //scale.get_units() returns a float
  Serial.print(" N.m ||DIFPRESS = ");
  Serial.print(pressuredif);
  Serial.print(" kPa ||INPRESSURE = ");
  Serial.print(pressurein);
  Serial.println(" kPa");}
```

Apêndice E – Código para leitura de rpm com sensor IR

```
#include <LiquidCrystal_I2C.h>
LiquidCrystal_I2C lcd(0x27,16,2); //defining lcd pins
const int dataIN = 2; //IR sensor INPUT
unsigned long prevmillis; // To store time
unsigned long duration; // To store time difference
unsigned long lcdrefresh; // To store time for lcd to refresh
boolean currentstate; // Current state of IR input scan
boolean prevstate; // State of IR sensor in previous scan
void setup()
{
  pinMode(dataIN,INPUT);
  prevmillis = 0;
  prevstate = LOW;
  lcd.init(); //initialize LCD
  lcd.backlight();
}
void loop()
{
  // RPM Measurement
  currentstate = digitalRead(dataIN); // Read IR sensor state
  if( prevstate != currentstate && currentstate == HIGH) // If there is change in input
  {
    //if( ) // If input only changes from LOW to HIGH
    {
      duration = ( micros() - prevmillis ); // Time difference between revolution in microsecond
      rpm = (6000000/duration); // rpm = (1/ time millis)*1000*1000*60;
      prevmillis = micros(); // store time for next revolution calculation
    }
  }
  prevstate = currentstate; // store this scan (prev scan) data for next scan
  // LCD Display
  if( ( millis()-lcdrefresh ) >= 100 )
  {
    lcd.clear();
    lcd.print("SPD: ");
    lcd.print(rpm);
    lcd.print(" rpm");
    lcdrefresh = millis();
  }
}
```

Apêndice F – Sistemas para determinação de pressão estática, binário e rpm



Figura 55 - Sensor de medição de pressão estática MPX4250DP

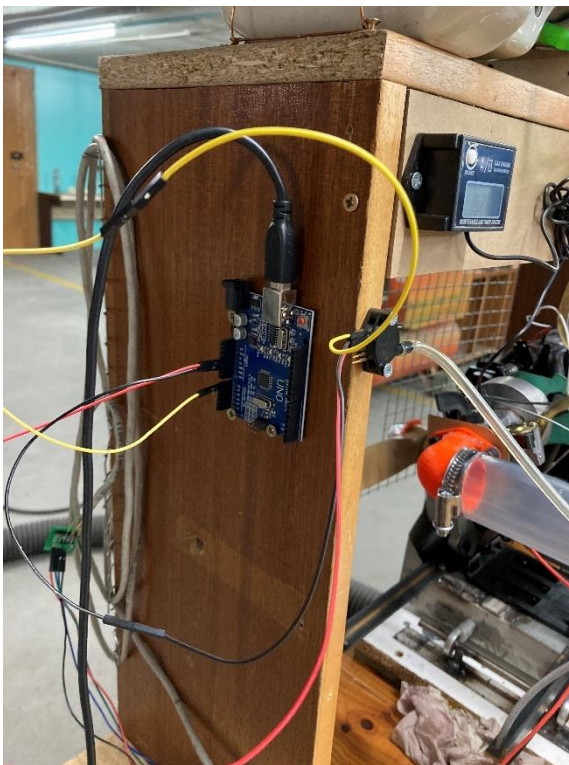


Figura 56 - Arduíno Uno com sensor de pressão e célula de carga ligados

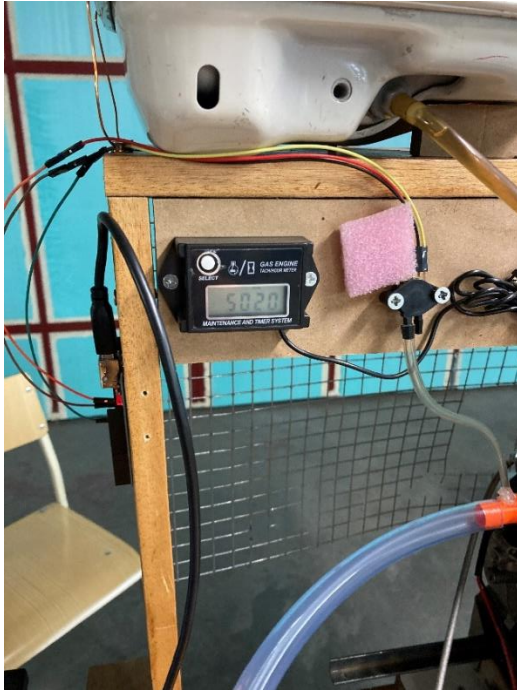


Figura 57 - Tacómetro usado para determinar rotações do motor