

Desenvolvimento de um compressor centrífugo de pequenas dimensões para sobrealimentar o motor Honda GX50

(versão final após defesa)

Diogo Fernandes Marto

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

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

novembro de 2020

Agradecimentos

Como qualquer outro trabalho desta dimensão, a sua conceção não poderia ser alcançada sem a ajuda de terceiros. É com essa noção que escrevo este capítulo.

Em primeiro lugar gostaria de agradecer aos meus pais que sempre me apoiaram e sem os quais nunca teria sido possível ver o dia de conclusão desta etapa. Apesar dos meus pais terem tido, sem a menor das dúvidas, um papel fulcral ao longo destes cinco anos, não me posso esquecer dos restantes elementos da família, desde tios e avós a padrinhos e primos. Vocês podem não saber, mas este trabalho que aqui apresento é também fruto da confiança que depositaram em mim no decorrer desta meia década.

Em segundo lugar, mas não menos importante, tenho de agradecer à pessoa que tornou o desenvolvimento deste trabalho possível. Um especial agradecimento ao professor Francisco Brójo, orientador desta dissertação, que sempre se mostrou disponível para esclarecer todas as minhas questões e resolver os problemas que iam surgindo.

Aproveito também para agradecer ao Alexandre Nunes pelas suas sugestões, conselhos e ajuda neste projeto. O meu obrigado ao Pedro Alves que me imprimiu todas as peças necessárias através de impressão 3D para a concretização deste projeto.

Por último, um agradecimento muito especial aos meus camaradas que me acompanharam ao longo destes 5 anos. Rimos e desesperámos juntos, tivemos as nossas desavenças, mas se há coisa que levo comigo desta etapa da minha vida, é cada um desses momentos que partilhei convosco. A vocês desejo todo o sucesso, tanto a nível profissional como pessoal, do qual são merecedores.

Resumo

A implementação de sistemas de sobrealimentação em motores alternativos é algo já praticado há várias décadas. O aumento de potência, juntamente com a redução de consumos que o uso desta tecnologia trouxe, tornaram-na amplamente usada. No entanto, durante muito tempo, os sistemas de sobrealimentação foram projetados e construídos, maioritariamente, com base em conhecimento empírico. Devido ao aprofundamento do conhecimento em aerodinâmica e em dinâmica de fluidos computacional, hoje é possível prever o desempenho de turbomáquinas em função de parâmetros geométricos muito específicos e, desta forma, otimizar o conceito antes da fase de construção. Deste processo resultam sistemas mais fiáveis e eficientes.

O presente trabalho foi elaborado com o intuito de verificar se a construção de sistemas de sobrealimentação de pequenas dimensões e o seu uso em motores alternativos são uma opção viável. Tendo esse objetivo em vista, projetou-se um compressor centrífugo de pequenas dimensões, movido por um motor elétrico de alta velocidade, para ser acoplado ao motor Honda GX50, um motor monocilíndrico a 4 tempos. O foco deste trabalho passou pelo dimensionamento de três partes essenciais do compressor com o objetivo de se obter uma razão de compressão de 1,5. Através de análise a trabalhos experimentais semelhantes realizados por outros autores e de cálculos complementares, foi possível dimensionar um rotor de 45 mm, um difusor do tipo *vaneless* e a respetiva voluta.

Em última instância e com base nos resultados obtidos, determinou-se que a velocidade do compressor que apresenta o desempenho mais próximo do motor naturalmente aspirado, anda em torno das 8000 rpm. Abaixo desta velocidade, os valores de binário são inferiores, mas consistentes. Acima, o binário cai rapidamente com o aumento da velocidade de rotação do compressor. A causa provável para este fenómeno estará relacionada com o calibre do injetor usado que, incapaz de injetar mais combustível, acaba por originar uma mistura ar/ combustível excessivamente pobre.

Palavras-chave

Sobrealimentação; escala reduzida; compressor centrífugo; rotor; difusor; voluta; razão de compressão; motor a 4 tempos; binário; potência média; consumo específico.

Abstract

The implementation of supercharging systems in reciprocating engines has been practicing for some decades. The increase in power, along with fuel consumption reduction that the use of this technology brought, made it widely used. However, for a long time, supercharging systems were projected and build, mostly, based on empirical knowledge. Due to the deepening of knowledge in aerodynamics and computational fluid dynamics, today is possible to predict turbomachinery performance in function of very specific geometric parameters and, with this, optimize the concept before construction phase. From this process result more reliable and efficient systems.

The present work aims to verify if small dimensions, supercharging systems construction and its use in reciprocating engines are a viable option. With this objective in sight, a small centrifugal compressor was designed. The compressor is moved by a high-speed electrical motor and it is meant to be coupled to Honda GX50, a single cylinder, 4 stroke engine. The work focus passed by the sizing of three main compressor components in order to achieve a 1,5-compression ratio. Through similar experimental work analysis lead by other authors and some complementary calculations, it was possible to project a 45-millimeter rotor, a vaneless diffuser and the respective volute.

At the end, based on the collected results, it was found that the compressor velocity which presents the closer performance to the one obtained without the use of supercharging, is somewhere around 8000 rpm. Below this velocity, the engine torque is slightly inferior, but consistent. Above this mark, the engine torque falls quickly with the increase of compressor rotational speed. A probable cause for this phenomenon is related with the fuel injector caliber. At high speeds, the fuel injector is unable to inject enough fuel in the air mass which goes through the carburetor, resulting in an air/fuel mixture excessively poor, thus decreasing the engine torque.

Keywords

Supercharging; small scale; centrifugal compressor; rotor; diffuser; volute; compression ratio; 4 stroke engine; torque; average power; specific fuel consumption.

Índice

Capítulo 1 – Introdução	1
1.1. Motivação.....	1
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Revisão bibliográfica	3
1.3.1. Compressores	3
1.3.2. Compressores centrífugos.....	4
1.3.3. Surge e Choking	6
1.3.4. Motor de Combustão interna recíproco a 4 tempos	6
1.3.5. Turbocompressores e sobrealimentadores	8
1.3.6. Aplicações de compressores centrífugos	9
1.3.7. Vantagens e desvantagens dos compressores centrífugos.....	10
1.3.8. Partes constituintes de um compressor e sua caracterização	10
1.3.8. Classificação de compressores centrífugos.....	14
1.3.9. Triângulo de velocidades	22
1.3.10. Coeficiente do escoamento.....	23
Capítulo 2 – Casos de estudo	25
Capítulo 3 – Metodologia	35
3.1. Dimensionamento e fabricação.....	35
3.1.1. Rotor.....	37
3.1.2. Difusor	40
3.1.3. Coletor/Voluta	41
3.1.4. Estruturas auxiliares.....	43
3.2. Atividade experimental.....	45
3.2.1. Motor Honda GX50	45
3.2.2. Escolha da hélice para os ensaios.....	46
3.2.3. Motor elétrico	47
3.2.4. Equipamentos de medição	47

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

3.2.5. Instalação experimental	51
3.2.6. Procedimento experimental.....	52
Capítulo 4 – Resultados.....	55
4.1. Motor naturalmente aspirado.....	55
4.2. Motor sobrealimentado	58
Conclusões e trabalho futuro	63
Bibliografia	65
Apêndices.....	67
Apêndice A - Propriedades do ar consideradas.....	67
Apêndice B – Caraterísticas gerais do motor Honda GX50	68
Apêndice C – Análise no <i>PropSelector</i>	69
Apêndice D – Fixação da célula de carga em pormenor	70
Apêndice E - Código para determinação do fator de calibração	71
Apêndice F - Código para leitura dos valores de carga na célula	72
Apêndice G – Código para leitura de rpm's com sensor IR	73
Apêndice H – Sistemas para determinação da velocidade do motor e compressor	74
Apêndice I – Sistema para determinação do consumo	75
Apêndice J – Leitor de temperatura infravermelhos	75
Apêndice K – Instalações experimentais	76
Apêndice L – Compressor centrífugo e respetiva montagem	77
Apêndice M - Determinação da pressão estática à saída do compressor.....	78

Lista de figuras

Figura 1. 1 - Esquema com os tipos de compressores existentes [1].	4
Figura 1. 2 – Gama de operação dos 3 tipos de compressores mais comuns [2]......	5
Figura 1. 3 - Representação gráfica das linhas de surge e choking [2]......	6
Figura 1. 4 – As 4 fases no ciclo de um motor a 4 tempos [5].	7
Figura 1. 5 – Diagrama pressão-volume para um motor a 4 tempos [1]......	7
Figura 1. 6 – Turbocompressor (à esquerda) e esquema de um <i>sobrealimentador</i> (à direita) [1]......	9
Figura 1. 7 – Exemplos de compressores centrífugos com aplicações industriais [2].	10
Figura 1. 8 – Exemplo de um rotor com splitters [2].	11
Figura 1. 9 – Exemplo de um rotor de dupla face [1].	12
Figura 1. 10 - Corte de um rotor legendado. Secção de entrada e saída do rotor (1 e 2, respetivamente) e secção de entrada e saída do difusor (3 e 4, respetivamente) [6].	13
Figura 1. 11 – Exemplo de um difusor do tipo <i>vaned</i> e orientação do escoamento [2]......	13
Figura 1. 12 – Exemplo de uma voluta em corte [1].	14
Figura 1. 13 – Turbina de gás com compressor de um estágio (à esquerda) e de 2 estágios (à direita) [1]......	15
Figura 1. 14 – Rotor com (à esquerda) e sem (à direita) revestimento incorporado [2]......	16
Figura 1. 15 – Sem indutor, semi-indutor e indutor completo, respetivamente [1]......	17
Figura 1. 16 – Orientação das pás à saída do rotor [1].	17
Figura 1. 17 - Triângulos de velocidades com <i>prewhirl</i> positivo (a), negativo (b) e ausente (c) [1]......	19
Figura 1. 18 – IGV de geometria variável (à esquerda) e corte de perfil (à direita) [1]......	19

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

Figura 1.19 - Ilustração de uma voluta (a), geometria simétrica (b) e axissimétrica (c e d) [1].	20
Figura 1. 20 – Classificação dos compressores centrífugos [1]......	21
Figura 1. 21 - Triângulos de velocidade característicos à entrada e saída, respetivamente [1], [3]......	22
Figura 1. 22 – Rotores em geometria 2D e 3D [3].	24
Figura 3. 1 – Esquema representativo das condições experimentais para efeitos de cálculo.....	36
Figura 3. 2 – Modelo do rotor projetado em SolidWorks.	38
Figura 3. 3 – Triângulos de velocidade caraterísticos do rotor projetado [1]......	39
Figura 3. 4 – Estrutura que envolve o rotor, parte superior e inferior, respetivamente. ...	43
Figura 3. 5 – Caraterísticas gerais da correia e polia usadas [21]......	44
Figura 3. 6 – Modelo da correia usada [21].	44
Figura 3. 7 – Motor Honda GX50 [23].	46
Figura 3. 8 – Esquema do sistema usado para medição do binário do motor [27]......	48
Figura 3. 9 – Esquema ilustrativo do princípio usado para a determinação do binário [27].	49
Figura 3. 10 - Motor em banco de ensaios sem compressor e guarda em madeira.	51
Figura B. 1 – Curvas de desempenho do motor Honda GX50 [23].	68
Figura C. 1 – Análise às hélices 18x10 e 19x8 em <i>PropSelector</i>	69
Figura D. 1 – Fixação da célula de carga em pormenor.	70
Figura H. 1 - Tacómetro usado para determinar a velocidade do motor.	74
Figura H. 2 - Sistema concebido para determinar velocidade do compressor com sensor de infravermelhos.	74
Figura I. 1 – Sistema idealizado para determinação do consumo.	75

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

Figura J. 1 – Medidor de temperatura.	75
Figura K. 1 – Instalação experimental sem compressor.	76
Figura K. 2 – Instalação experimental com compressor.....	76
Figura L. 1 – Compressor centrífugo e respetiva montagem.	77
Figura M. 1 – Medidor de pressão e respetiva instalação.....	78
Figura M. 2 – Tomada de pressão estática em pormenor.....	78

Lista de gráficos

Gráfico 1 – Caraterização do binário do motor naturalmente aspirado.	55
Gráfico 2 – Caraterização da potência média do motor naturalmente aspirado.	56
Gráfico 3 – Caraterização do consumo específico para o motor naturalmente aspirado. ..	57
Gráfico 4 – Evolução da pressão manométrica com a velocidade do compressor.	58
Gráfico 5 – Influência da velocidade do compressor no binário do motor.	59
Gráfico 6 – Caraterização do binário para o motor sobrealimentado.	60
Gráfico 7 – Caracterização da potência média para o motor sobrealimentado.	61
Gráfico 8 – Caraterização do consumo específico para o motor sobrealimentado.	62

Lista de tabelas

Tabela 1 – Tabela comparativa com os principais parâmetros dos rotores analisados.	32
Tabela 2 – Principais características do rotor projetado.	39
Tabela 3 – Dimensões da voluta em função do ângulo de azimute.	42
Tabela 4 – Características gerais do motor elétrico usado.	47
Tabela A. 1 – Propriedades do ar consideradas para efeitos de cálculo.	67
Tabela B. 1 – Especificações técnicas do motor Honda GX50 [23].	68

Nomenclatura

A	área [m ²]
b	altura de descarga/ comprimento do bordo de fuga [mm]
C	velocidade absoluta [m/s]
d	diâmetro [mm]
\dot{f}	caudal de combustível [g/s]
H_{ad}	entalpia específica adiabática [kJ/kg]
L	comprimento do rotor [mm]
\dot{m}	caudal mássico [kg/s] ou [g/s]
N	rotações por minuto
N_s	velocidade específica
p	pressão [bar]
P	potência [W]
r	raio [mm]
t	espessura da pá [mm]
T	Temperatura [K]
U	velocidade tangencial [m/s]
\dot{V}	caudal volúmico [m ³ /s]
V_d	volume deslocado ou cilindrada [cm ³]
W	velocidade relativa [m/s]
α	ângulo da velocidade absoluta medida a partir do plano meridional [°]
β	ângulo da velocidade relativa medida a partir do plano meridional [°]
η_v	rendimento volumétrico
θ	ângulo de azimute [°]
ρ_{ar}	massa específica do ar [kg/m ³]
ϕ	coeficiente de escoamento
ψ	coeficiente de aumento de pressão
ω	velocidade angular [rad/s]

Índices

1	condição à entrada do rotor
2	condição à saída do rotor
3	condição à saída do difusor
4	condição à saída da voluta
h	condição na raiz da pá
t	condição na ponta da pá
m	componente meridional
r	componente radial
u	componente tangencial

Lista de Acrónimos

FOD	<i>Foreign Object Damage</i>
IGV	<i>Inlet Guide Vanes</i>
SFC	<i>Specific Fuel Consumption</i>
IR	<i>Infrared</i>

Capítulo 1 – Introdução

1.1. Motivação

Com o surgimento dos primeiros equipamentos de sobrealimentação, os motores de combustão interna sofreram uma melhoria bastante significativa tanto a nível de potência disponibilizada pelo motor, como a nível de autonomia comparativamente ao desempenho dos tradicionais motores existentes até à data. Apesar de todos os benefícios associados à sua implementação, o uso deste tipo de equipamento apresenta alguns inconvenientes. O aumento do peso do conjunto e da complexidade do sistema propulsivo devido à necessidade de sistemas de ductos mais sofisticados são duas das desvantagens mais evidentes. Isto torna a implementação de sistemas de sobrealimentação em motores de pequenas dimensões pouco viável. Com o objetivo de se contornar este problema e tirar máximo proveito das vantagens deste tipo de sistema, pensou-se em usar um tipo alternativo de sobrealimentação que não implicasse um acréscimo muito significativo ao peso total do conjunto. A resposta encontrada foi o uso de um compressor centrífugo alimentado por um motor elétrico.

Por todas as razões mencionadas no parágrafo anterior, pretende-se com este trabalho preencher algumas lacunas na informação atualmente existente no que diz respeito à sobrealimentação em motores de pequenas dimensões.

1.2. Objetivos

Este trabalho tem por base o cumprimento de alguns objetivos que foram previamente propostos e discutidos. De um modo geral, esses objetivos são os que se apresentam nos pontos abaixo.

- Aprofundar o conhecimento sobre sobrealimentação em motores de combustão interna e compressores centrífugos;
- Compreender todo o processo de dimensionamento de um compressor centrífugo (particularmente dos de pequenas dimensões), assim como todos os fatores que influenciam o seu desempenho;
- Projetar um compressor centrífugo para sobrealimentar o motor Honda GX50;
- Construir e testar o compressor projetado;
- Analisar o desempenho do motor Honda GX50 (caudal mássico de ar, binário, consumo e temperatura);
- Analisar o desempenho do motor Honda GX50 sobrealimentado, isto é, com implementação do compressor centrífugo projetado, e comparar com o caso em que não existe sobrealimentação;
- Redigir um artigo científico com uma breve descrição do estado da arte relativamente ao tópico, processo de dimensionamento e construção do compressor centrífugo e discussão dos resultados obtidos.

1.3. Revisão bibliográfica

1.3.1. Compressores

Os compressores, assim como turbinas e fans, são considerados um tipo específico de turbomáquina. As turbomáquinas são frequentemente classificadas como dispositivos de rotor dinâmico ao longo dos quais se dá a transferência de energia para o fluido de trabalho (compressor ou fan) ou se extrai deste (turbina) [1].

O compressor pode ser então definido como um dispositivo que aumenta a pressão de um fluido de trabalho, sendo, portanto, o objetivo captar o fluido a uma determinada pressão e fornecê-lo a uma pressão mais elevada. O processo de compressão tem diversas utilidades, sendo algumas enumeradas abaixo:

- Fornecer ar para uma reação de combustão
- Transportar um determinado fluido por condutas
- Comprimir ar que posteriormente será usado para acionar equipamentos pneumáticos [2].

Os compressores podem ser divididos em dois conjuntos, de escoamento intermitente e de escoamento contínuo (ver figura 1.1).

Compressores que operam com escoamento intermitente são apelidados de compressores de deslocamento positivo e estes podem ser do tipo recíproco ou rotativo. Este tipo particular de turbomáquina permite aumentar a pressão do fluido transportando para a zona de maior pressão, confinando-o a um espaço estanque [1].

Os compressores de escoamento contínuo podem ser do tipo ejetor ou dinâmicos. Compressores dinâmicos podem ainda ser subdivididos em compressores de escoamento radial (centrífugo), misto ou axial. Neste tipo de compressores é transferida energia das pás do rotor para o fluido. Estes compressores aumentam a velocidade do ar por meio de componentes rotativos (rotores). Esta velocidade é posteriormente convertida em pressão através da desaceleração gradual do fluido por um dispositivo próprio [2].

Algumas vantagens dos compressores dinâmicos são a sua eficiência, possuírem dimensões relativamente compactas e o facto de conseguirem acomodar grandes quantidades de fluido. Considerando o fluido de trabalho o ar (tendo como características padrão 1,013 bar e 288 Kelvin) e Mach 0.4, um valor típico para o caudal mássico nestas turbomáquinas é

150 kg/s por cada metro quadrado de secção à entrada. Tendo em conta que o diâmetro desta secção varia desde 0,1 a 2,44 metros, podem ser obtidos caudais mássicos desde 1,2 a 700 kg/s. Relativamente à eficiência isentrópica, são usuais valores entre 0,7 a 0,9 [1].

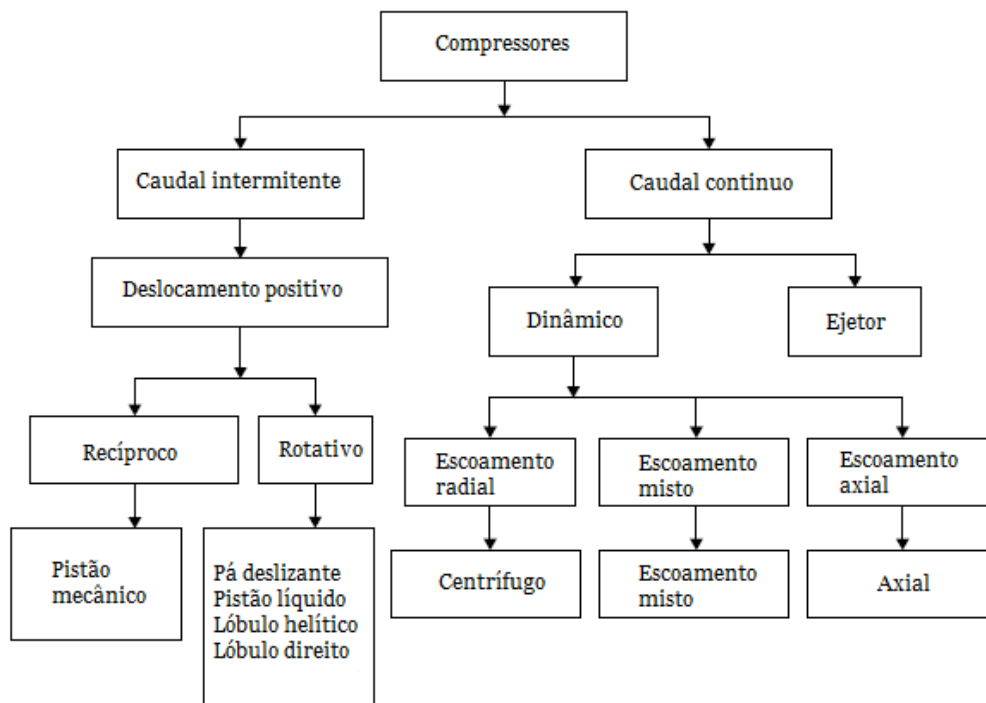


Figura 1. 1 - Esquema com os tipos de compressores existentes [1].

1.3.2. Compressores centrífugos

As turbomáquinas radiais possuem uma longa história e antecedem as turbomáquinas de escoamento axial (tanto compressores como turbinas) [1].

As primeiras turbomáquinas, as bombas centrífugas, surgem no início do século XIX, mais precisamente em 1818. Nos anos seguintes, W. H. Andrews inventou o invólucro em voluta (1839) e o rotor fechado (1846). Em 1851, na Grande Exposição em Inglaterra, John Appold apresenta um rotor com curvatura nas pás, cuja eficiência chega a ser 3 vezes superior à obtida pelos convencionais rotores de pás direitas. As primeiras bombas centrífugas possuidoras de difusores com pás surgem em 1887, patenteadas por Osborne Reynolds. A partir de 1893, estas turbomáquinas passaram a ser produzidas em larga escala [3].

No final do século, um professor francês de nome Auguste Rateau, inventou o compressor centrífugo. No ano de 1899, este senhor construiu um compressor de um único estágio que comprimia ar atmosférico a uma taxa de 0,5 m³/s e o fornecia a uma pressão de 1,5 bar

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

(pressão absoluta) a uma velocidade de rotação de 20000 RPM. Em 1905 construiu o primeiro compressor centrífugo de cinco estágios com um único eixo capaz de fornecer 0,7 m³/s de ar com uma razão de pressões de 1,45.

Devido ao escoamento livre pulsante, baixa razão peso/potência, capacidade de lidar com quase todos os gases e misturas de gases desde a massa molar mais baixa à mais alta e pressões máximas na ordem dos 800 bar, o compressor centrífugo foi introduzido em quase todos os ramos da indústria de processamento de fluidos [3].

No século XX, com o surgimento da turbina de gás, a capacidade das turbomáquinas e os materiais disponíveis na altura foram levados aos seus limites (ver figura 1.2). Até à data, as turbomáquinas que apresentavam maior eficiência eram os compressores centrífugos e as turbinas axiais. Por esta razão, era comum a presença deste tipo de compressores nos primeiros motores a jato [4].

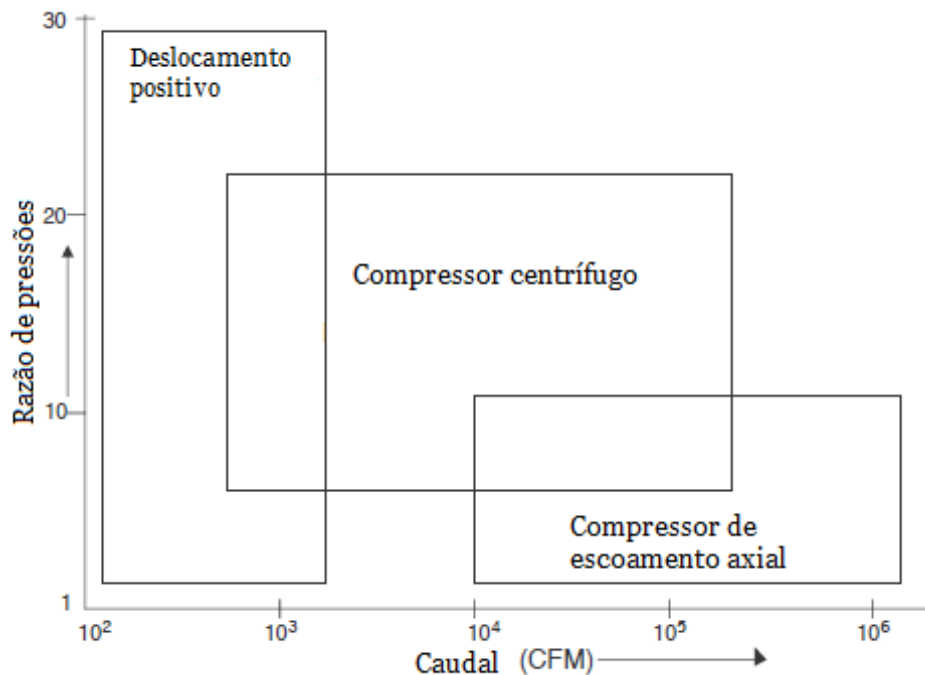


Figura 1. 2 – Gama de operação dos 3 tipos de compressores mais comuns [2].

Os compressores centrífugos com aplicações aeronáuticas acomodam caudais de ar pequenos a moderados (até 50 kg/s). Estes compressores podem ter um único estágio onde a razão de pressões varia desde 4:1 até 8:1; ou de dois estágios (estágio duplo) onde a razão de pressões consegue ser estendida a 15:1. Atualmente, a empresa Pratt & Whitney e outras empresas já se encontram a realizar estudos com o objetivo de aumentar a razão de compressão para 16:1 ou mais.

1.3.3. Surge e Choking

Um compressor é projetado para operar num determinado intervalo de caudais, a designada gama de operação. O limite inferior do intervalo é o caudal que corresponde ao fenómeno designado por *surge* (ver figura 1.3). O limite superior é o caudal a partir do qual começam a surgir evidências de *choking* (ver figura 1.3).

O fenómeno de *surge* é uma condição do escoamento em que a operação de todo o compressor se torna instável. Isto resulta em variações drásticas nas condições à entrada e à saída do compressor. Consiste em variações periódicas de caudal e no sistema de aceleração (válvula ou turbina) no compressor com mudanças periódicas de pressão no ducto de admissão. Quando as oscilações atingem uma dada magnitude tem-se reversão do sentido do escoamento no compressor [2]. Este fenómeno causa danos severos no equipamento e deve, por isso, ser evitado a todo o custo. Pode ainda definir-se como sendo uma oscilação do escoamento autossustentada onde o rotor atua como excitador e os restantes componentes (volume de entrada e saída, ductos/canais) como ressonantes [4].

O fenómeno de *choking* acontece quando o escoamento atinge velocidade sónica e o caudal que atravessa o compressor não aumenta independentemente do aumento da velocidade do rotor.

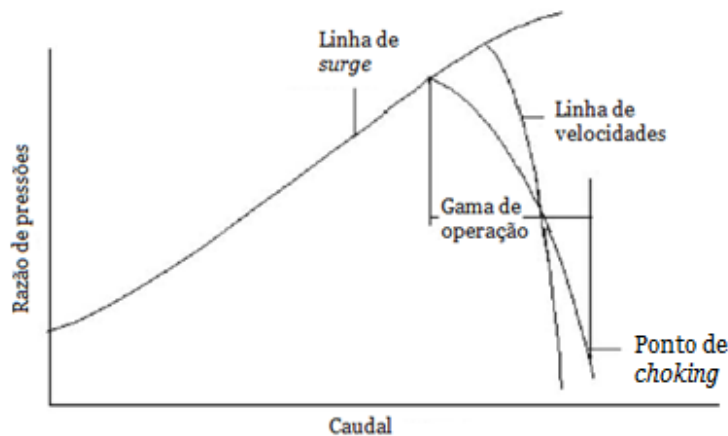


Figura 1. 3 - Representação gráfica das linhas de *surge* e *choking* [2].

1.3.4. Motor de Combustão interna recíproco a 4 tempos

O motor recíproco é um tipo de motor de combustão interna que permite a conversão de energia química, proveniente de um combustível, em movimento rotativo. No caso de se

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

tratar de um motor em que o combustível é gasolina, então o método de ignição é por meio de libertação de uma pequena faísca proveniente de uma vela. Caso o motor seja movido a diesel, a ignição da mistura ar/combustível é conseguida através da compressão do ar a pressões e temperaturas suficientemente altas que permitem a ocorrência de combustão [1].

No caso particular do motor a 4 tempos, quatro fases distintas ocorrem em cada ciclo do motor (isto é, a cada duas rotações completas da cambota). Essas fases são a admissão, compressão, expansão e exaustão ou escape, respetivamente (ver figura 1.4).

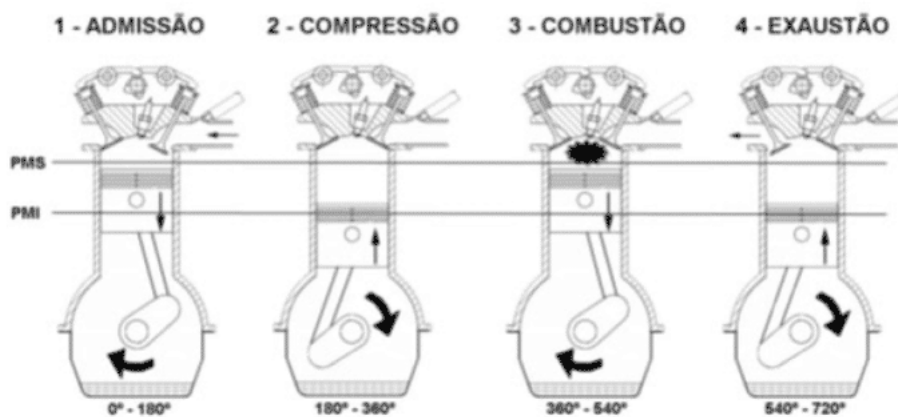


Figura 1. 4 – As quatro fases no ciclo de um motor a 4 tempos [5].

Na figura 1.5 é possível visualizar onde se inserem estas quatro fases num diagrama de pressão-volume [5].

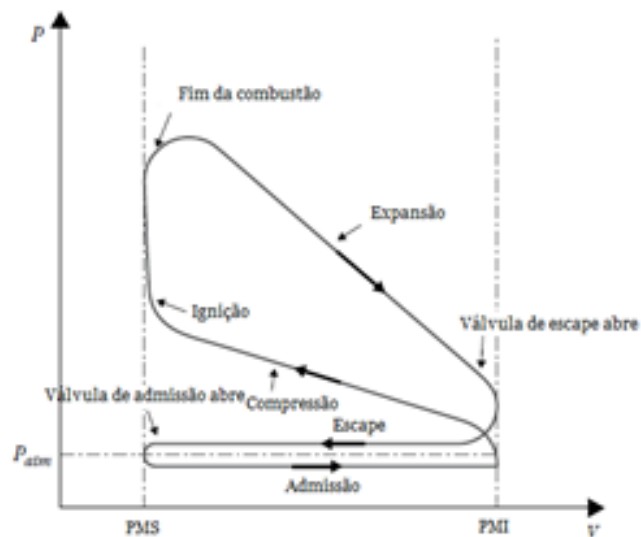


Figura 1. 5 – Diagrama pressão-volume para um motor a 4 tempos [1].

Na fase de admissão, o pistão desce e ar ou ar previamente misturado com combustível é sugado para dentro do cilindro, dependendo se se trata de um motor de ignição por compressão (diesel) ou de ignição por faísca (gasolina).

A segunda fase é a fase de compressão e como o próprio nome indica consiste em comprimir a carga admitida através do movimento ascendente do pistão. Este movimento permite aumentar a pressão e temperatura do conteúdo do cilindro de maneira a possibilitar o processo de combustão.

A penúltima fase deste ciclo é a expansão que consiste no movimento descendente do pistão resultante da expansão da mistura de gases que sofreu combustão. De todas as fases, esta é a única em que é produzido trabalho em vez de absorvido.

A última fase é a de escape em que o pistão volta a subir, obrigando os gases queimados resultantes do processo de combustão a serem expulsos. Este processo funciona como uma operação de limpeza para que um novo ciclo possa ser iniciado [1].

1.3.5. Turbocompressores e sobrealimentadores

Os turbocompressores e os sobrealimentadores foram dispositivos que surgiram com o objetivo de aumentar a potência e eficiência dos motores de combustão interna. O princípio de funcionamento destes equipamentos é bastante simples e consiste em fornecer ar a uma pressão maior (maior densidade) ao motor. Desta forma, está-se a permitir que mais ar seja admitido por cada ciclo do motor. Com mais ar é possível queimar mais combustível e assim aumentar o desempenho do motor sobre a forma de potência ou binário. No ramo aeronáutico, os turbocompressores tiveram um papel fundamental, pois o ar torna-se mais rarefeito à medida que se ganha altitude. Os primeiros motores implementados em aeronaves eram motores de combustão interna naturalmente aspirados, resultando numa queda significativa de potência no motor à medida que se ganha altitude. Com o uso de turbocompressores, era permitido manter determinada pressão no ar admitido até certa altitude, não havendo um decréscimo gradual de potência desde o nível do mar. Esta tecnologia permitiu, assim, que as aeronaves atingissem altitudes de operação maiores [1].

O primeiro turbocompressor data de 1905 (data da patente), inventado pelo engenheiro suíço Alfred Buchi [3].

Um turbocompressor e um sobrealimentador diferem na forma como são acionados. Num turbocompressor, uma turbina é acionada pelo fluxo de gases de escape provenientes da combustão, que por sua vez, aciona um compressor centrífugo. Num sobrealimentador, o

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

compressor é acionado por meio de correias ou engrenagens alimentadas pela cambota do próprio motor (ou por outro equipamento externo) [1].

Apesar de um turbocompressor tender a ser mais eficiente uma vez que é acionado por energia desperdiçada (gases de escape), o seu uso resulta num aumento de pressão à saída (que pode afetar o desempenho do motor) e as razões de pressão altas só são obtidas a rotações do motor elevadas. Os sobrealimentadores apresentam uma maior simplicidade (e por isso são considerados mais seguros) e facilidade de instalação. No entanto, são mais dispendiosos e as perdas no sistema são maiores devido à fricção entre os componentes mecânicos.

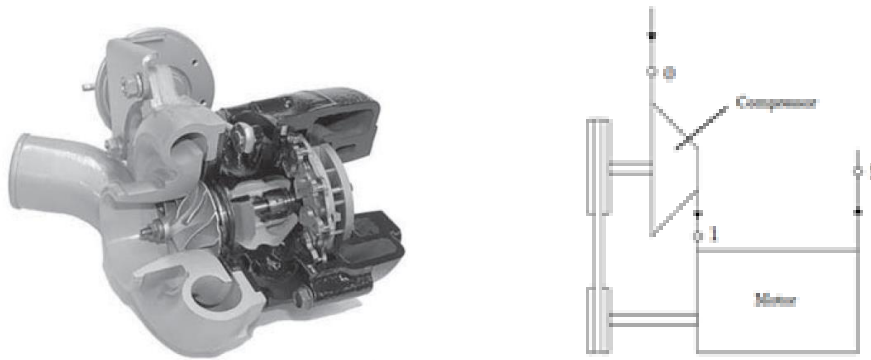


Figura 1. 6 – Turbocompressor (à esquerda) e esquema de um sobrealimentador (à direita) [1].

1.3.6. Aplicações de compressores centrífugos

Os compressores centrífugos revelam utilidade nas mais diversas áreas, destacando-se em aplicações industriais e em aplicações no ramo aeronáutico.

Os compressores centrífugos são, então, amplamente usados em refinarias, indústrias químicas/ petroquímicas, indústria metalúrgica, sistemas de refrigeração de larga escala e infraestruturas de processamento de gás natural (ver figura 1.7). Os compressores aqui usados podem ter um número de estágios entre um e cinco e possuem a capacidade de operar com elevadas pressões à entrada [1].

No que diz respeito ao ramo aeronáutico, os compressores centrífugos foram usados nos primeiros motores a jato quando estes ainda apresentavam melhores eficiências que os compressores axiais atualmente em uso.

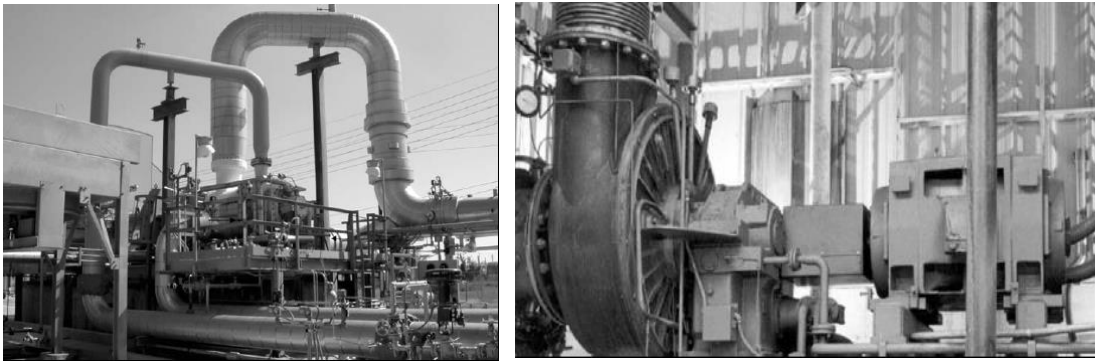


Figura 1. 7 – Exemplos de compressores centrífugos com aplicações industriais [2].

1.3.7. Vantagens e desvantagens dos compressores centrífugos

O que faz do compressor centrífugo uma turbomáquina amplamente usada e interessante são as vantagens que apresenta relativamente aos outros tipos de compressores (nomeadamente os de deslocamento positivo e axiais). Alguns dos pontos positivos são a massa reduzida, baixo custo de fabricação, rigidez, elevadas razões de pressão por estágio, são facilmente fabricados em pequenas dimensões para poderem acomodar menores caudais de fluido, apresentam simplicidade (o que os torna de fácil manutenção e reparação caso seja necessário), boa resistência ao impacto contra objetos (FOD), o seu desempenho é menos afetado pelo depósito de partículas na superfície das pás e consegue operar num grande intervalo de caudais para uma determinada velocidade. Como desvantagens destaca-se o facto de ser menos eficiente que um compressor axial (cerca de 4 a 5%) e possuir uma grande área de secção transversal comparativamente à secção transversal na entrada [1].

Apesar de o compressor centrífugo ser menos eficiente que o compressor axial, apresenta uma maior estabilidade operacional que se traduz num maior número de condições em que este compressor pode operar (uma maior margem entre *surge* e *choking*) [2].

1.3.8. Partes constituintes de um compressor e sua caracterização

O compressor centrífugo (ou radial) adquiriu esta designação pelo facto da direção do escoamento que o atravessa ser, maioritariamente, no plano perpendicular ao eixo de rotação, isto é, no plano radial.

Essencialmente, o compressor centrífugo é constituído por 3 partes fundamentais: o rotor (componente rotativo), o estator ou difusor e o coletor/voluta (componentes fixos).

Rotor

O rotor é um componente multifuncional. Para além de sugar o ar para dentro do compressor, ainda aumenta a velocidade do fluido, o que permite aumentar a sua energia cinética. Numa última fase, o fluido processado é transferido para o difusor. Apesar desta peça não ter como função específica desacelerar o ar e aumentar a sua pressão estática (função do difusor), o aumento de área da secção transversal (divergência) entre pás na direção radial contribui para este fenómeno. A montante do rotor, o fluido desloca-se paralelamente ao eixo de rotação (direção axial) numa secção designada por indutor que, como o próprio nome indica, induz o escoamento. De seguida, o ar é acelerado ao longo da direção meridional através das elevadas velocidades de rotação do rotor, sendo as forças exercidas sobre as partículas de origem centrífuga.

O rotor é formado por várias pás que são, normalmente, alinhadas radialmente, mas que podem apresentar curvatura à saída do rotor (para a frente ou para trás). O número de pás é usualmente um número primo (entre 19 e 37) para se evitarem problemas de vibração que possam surgir devido à elevada velocidade de rotação. Por vezes, o uso de pás mais pequenas, designadas em terminologia inglesa por *splitters* é uma opção (ver figura 1.8). Estas pás são inseridas na passagem entre duas pás principais e ajudam a orientar o escoamento quando o espaço entre elas é considerável. O seu uso ainda permite aumentar o caudal a que o fenómeno de *choking* ocorre, sem que seja necessário aumentar o carregamento nas pás [4].

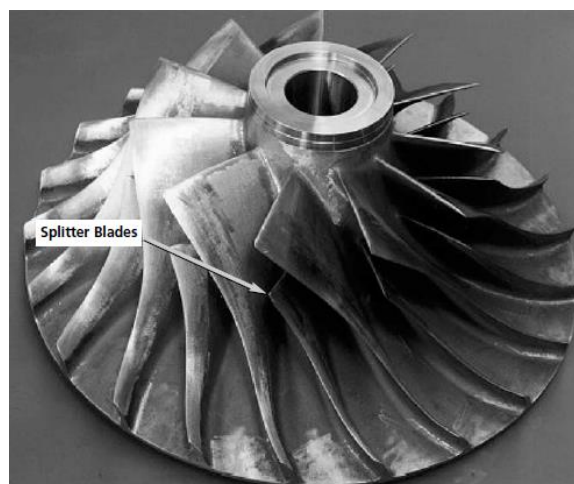


Figura 1. 8 – Exemplo de um rotor com splitters [2].

O rotor pode ser ainda de lado duplo onde se tem arranjos de pás dos dois lados ou dois rotores dispostos em série com a mesma direção, mas voltados para lados contrários (ver figura 1.9). Este tipo de arranjo permite maximizar a razão caudal/diâmetro ao mesmo tempo que equilibra as tensões que surgem nos rotores de um único lado. No entanto, requer um sistema de admissão mais complexo.

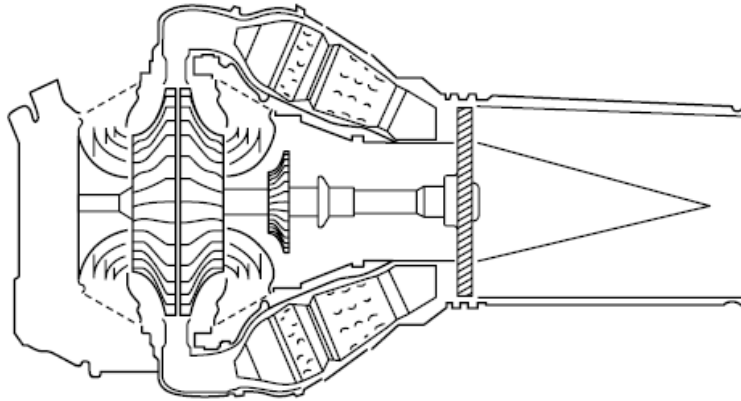


Figura 1. 9 – Exemplo de um rotor de dupla face [1].

Relativamente à sua capacidade de atuar como difusor, o rotor é considerado um difusor de geometria complexa comparativamente ao clássico difusor cônico sem curvatura devido à geometria em dupla curvatura que apresenta (no plano axial e radial).

O rotor é fabricado por fundição, forjamento ou fresagem 3D. São construídos frequentemente em alumínio, mas também podem ser fabricados em titânio e aço no caso de compressores mais pequenos que operam em condições mais exigentes [1].

Difusor

O difusor é uma estrutura fixa que tem com objetivo converter a energia cinética do fluido em energia potencial sobre a forma de aumento da pressão estática [6].

Esta estrutura pode conter pás que orientam o escoamento e que tornam o processo de difusão mais eficiente em determinadas condições (em inglês, a designação usada é *vaned diffuser*, ver figura 1.10) ou pode simplesmente consistir numa passagem delimitada por duas paredes paralelas (em terminologia inglesa, *vaneless diffuser*, ver figura 1.11).

Coletor

O coletor tem como função recolher o fluido comprimido à saída do difusor e direcioná-lo para um ducto. Existem essencialmente dois tipos que, à falta de uma tradução rigorosa, são apresentados por como são conhecidos em terminologia inglesa: *mainfold* e *volute/scroll*.

O coletor tipo *mainfold* é empregue em compressores que são partes integrantes de geradores de gás, isto é, turbinas de gás e motores com aplicação no setor aeronáutico. Neste caso, o compressor antecede a câmara de combustão. O *mainfold* é então aparafusado ao difusor e todo o conjunto é designado por difusor.

O coletor tipo *volute/scroll* (ver figura 1.12) é usado em compressores com aplicações industriais (petróleo, gás, indústria metalúrgica). A área da secção transversal da voluta varia por forma a que a velocidade do ar dentro deste permaneça constante [1].

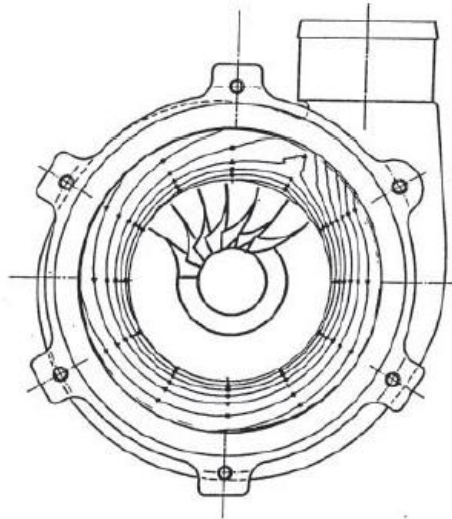


Figura 1. 12 – Exemplo de uma voluta em corte [1].

1.3.8. Classificação de compressores centrífugos

Relativamente à classificação de um compressor centrífugo, o mesmo pode ser descrito relativamente a:

- Número de estágios
- Tipo de rotor
- Indutor
- Geometrias das pás à saída do rotor

- Ducto de admissão
- Coletor
- Geometria à saída
- Revestimento

Número de estágios

Os compressores centrífugos apresentam essencialmente 3 tipos de configuração relativamente ao número de estágios. Estes podem ser de estágio único, duplo (dois estágios em série orientados da mesma forma) ou de múltiplos estágios quando o número é superior a 2 (ver figura 1.13). As primeiras duas configurações são maioritariamente usadas em aeronáutica, enquanto que os compressores de múltiplos estágios têm aplicações industriais como na indústria petrolífera e metalúrgica. A principal vantagem do uso de mais estágios é a obtenção de incrementos de pressão final sucessivamente maiores.

Em rotores com uma só face, existe uma única entrada de ar que permite direcionar o ar diretamente para as pás do indutor, o que torna este tipo de entrada relativamente eficiente na captação de fluido, apesar de ser necessário um maior diâmetro para fornecer um caudal suficiente. Em rotores designados de dupla face, onde se tem um arranjo de pás dos dois lados, é necessário aquilo que se designa por entrada dupla onde dois canais distintos alimentam ambas as faces do rotor. Isto envolve um sistema de tubagem mais complexo. No entanto, apesar de as velocidades terem de ser maiores para garantir um caudal de fluido suficiente, o diâmetro do rotor é menor comparativamente a um rotor de uma só face. Tal característica, torna este arranjo especialmente apelativo ao setor aeronáutico uma vez que permite a construção de motores de menor diâmetro [1]. Assim, menor resistência aerodinâmica e peso são assegurados.

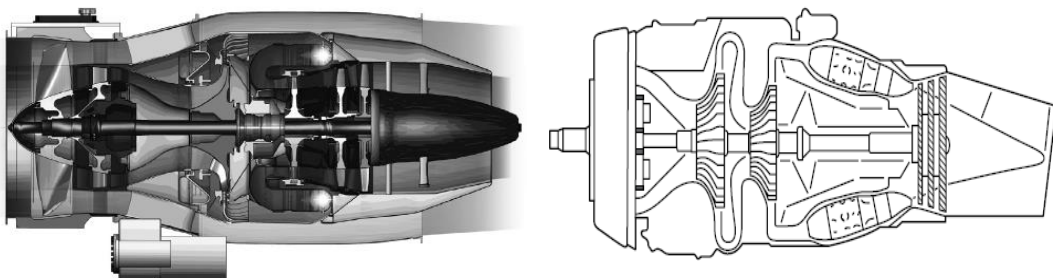


Figura 1. 13 – Turbina de gás com compressor de um estágio (à esquerda) e de 2 estágios (à direita) [1].

Revestimento do rotor (*shroud*)

Relativamente à geometria do rotor, o mesmo pode possuir um revestimento fixo às pás que acompanha o movimento de rotação ou simplesmente ser livre deste tipo de estrutura (ver figura 1.14).

Os rotores com revestimento incorporado permitem a redução de perdas, uma vez que previnem a passagem de fluido da zona de alta pressão para a de baixa pressão. Todavia, a implementação deste tipo de geometria vem a custo de incrementação de peso e de aumento de área de superfície que se traduz num aumento de perdas por fricção, fator crítico a velocidades de rotação elevadas. A liberdade de design também é afetada, pois a geometria torna-se mais complexa, o que adiciona limitações à manufatura [1].

Os rotores sem revestimento incorporado apresentam um espaçamento entre a ponta das pás (periferia do rotor) e o revestimento exterior estacionário, o que lhe permite atingir velocidades maiores.



Figura 1. 14 – Rotor com (à esquerda) e sem (à direita) revestimento incorporado [2].

Indutor

O indutor representa a primeira secção do rotor e permite melhorar o desempenho aerodinâmico deste através do aumento do caudal mássico a que o compressor pode operar.

Num compressor, o indutor pode assumir 3 tipos de configuração: pode não existir, pode ser aquilo que se designa por semi-indutor em que as pás não se estendem até à secção de entrada ou então do tipo indutor completo, assemelhando-se à secção de entrada de um compressor axial. Na figura 1.15 apresentam-se os 3 tipos.

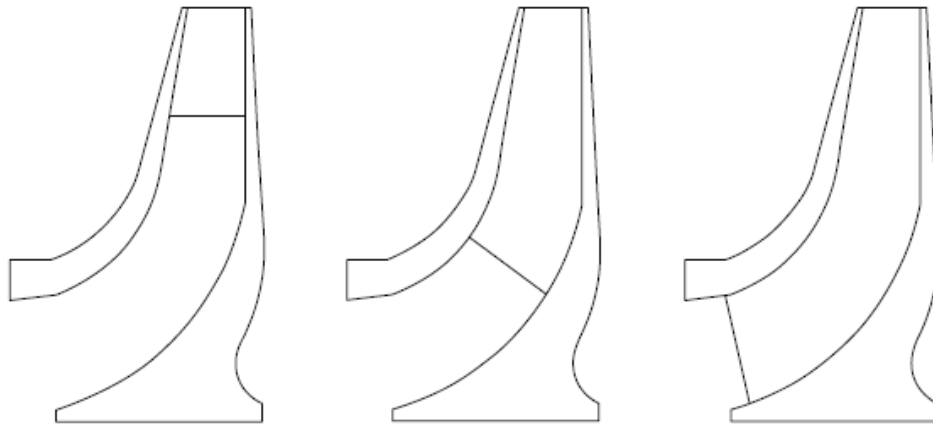


Figura 1. 15– Sem indutor, semi-indutor e indutor completo, respetivamente [1].

Geometria das pás à saída

As pás são, na maioria das vezes, alinhadas radialmente, mas podem apresentar curvatura à saída do rotor. Tendo em conta a existência (ou ausência) de curvatura nas pás, estas podem ser de 3 tipos: com orientação radial, inclinadas para a frente ou inclinadas para trás. O ângulo da pá à saída relativo à tangente é denotado por β_2 e menor que 90° quando a pá é inclinada para trás (ver figura 1.16).

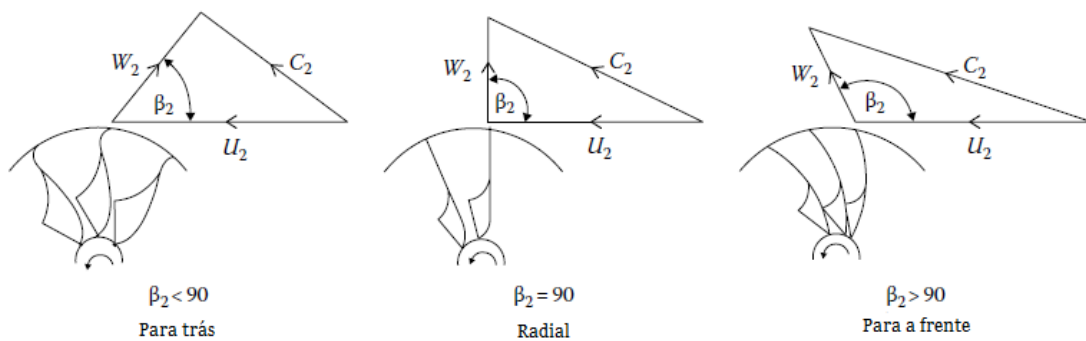


Figura 1. 16– Orientação das pás à saída do rotor [1].

Nos rotores com pás em disposição radial ($\beta_2=90^\circ$), a razão de pressões é, em teoria, independente do caudal mássico, mas na prática isso não se comprova. Esta configuração apresenta um compromisso razoável entre a transferência reduzida de energia e elevada velocidade absoluta à saída, não revela tensões devido à flexão complexas e é fácil de fabricar. Todavia, a gama de operação é menor.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

As pás com inclinação para trás à saída ($\beta_2 < 90^\circ$) costumam alcançar eficiências mais altas que as pás com disposição radial e conferem ao compressor uma gama de operação maior. A energia cinética à saída é baixa, assim como o número de Mach à entrada do difusor. Contudo, a transferência de energia para o fluido é baixa e a distribuição de tensões devido à flexão é complexa, assim como a sua fabricação.

As pás com inclinação para a frente ($\beta_2 > 90^\circ$) garantem grande transferência de energia para o fluido, mas a quantidade de energia cinética à saída é elevada. Isto faz com que o difusor tenha de ser projetado para converter uma maior quantidade de energia em pressão. À semelhança das pás com inclinação para trás, a distribuição de tensões devido à flexão é complexa e o grau de dificuldade de fabricação elevado [2].

Configuração do rotor

O rotor pode ainda ser classificado como aberto, semi-fechado ou fechado. Esta designação é dada em função da existência de superfícies limitadoras na parte da frente e/ou na parte de trás do rotor.

O tipo aberto define rotores com pás dispostas radialmente e que não possuem superfícies limitadoras à frente ou atrás. É a configuração clássica dos rotores encontrados nos compressores axiais e em turbinas.

A configuração semi-fechada designa rotores também com pás dispostas radialmente, mas com a existência de uma superfície limitadora na parte de trás. A existência desta superfície acaba por estender a periferia das pás. Pode ser encontrada em compressores de ar.

O tipo fechado representa rotores com pás detentoras de inclinação, para a frente ou para trás, à saída do rotor. Têm-se ainda a presença de duas superfícies limitadoras, à frente e atrás (ver figura 1.14). É um tipo de rotor característico dos compressores com múltiplos estágios [1].

Ducto de admissão

O ducto de admissão é a estrutura que antecede o rotor. Representa uma parte importante uma vez que a sua geometria determina em que condições o fluido chega ao rotor, afetando, desta forma, o desempenho do compressor.

À parte de características como o comprimento e diâmetro do ducto, a presença ou ausência de pás guia (do inglês IGV, *Inlet Guide Vanes*) é outro aspeto relevante a ser tido em conta. Tendo em conta que o ducto de admissão é normal ao plano radial do rotor, é de esperar que a direção do fluido à entrada do rotor seja axial. O propósito destas pás é, então, conferir ao escoamento uma componente de velocidade tangencial (em inglês, este fenómeno é conhecido por *prewhirl*), sendo que a mesma pode ser positiva ou negativa (ver figura 1.17). O *prewhirl* positivo permite reduzir a velocidade relativa à entrada. É vulgarmente usado em compressores de alta velocidade, presentes em motores de aeronaves, de maneira a impedir que se alcancem e ultrapassem velocidades sónicas. Estas promovem a formação de ondas de choque que se traduzem em perdas à entrada e, portanto, devem ser evitadas. O *prewhirl* negativo tem o efeito contrário e contribui para o aumento da velocidade relativa à entrada [1].

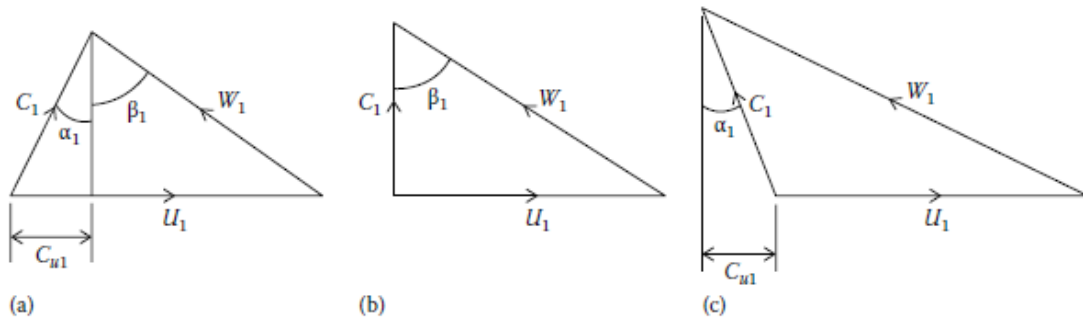


Figura 1. 17- Triângulos de velocidades com *prewhirl* positivo (a), negativo (b) e ausente (c) [1].

As IGV podem ainda ser de geometria variável, o que permite adaptar a orientação das pás a diversos regimes (ver figura 1.18). Todavia, a tal versatilidade acresce complexidade ao sistema e peso.

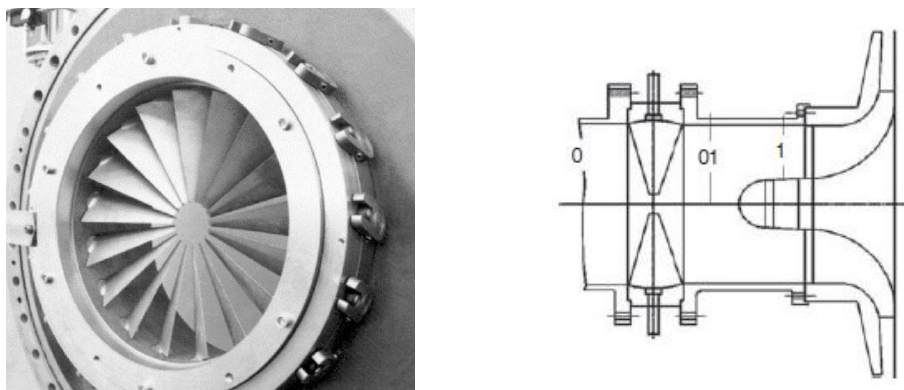


Figura 1. 18– IGV de geometria variável (à esquerda) e corte de perfil (à direita) [1].

Coletor

Como já foi referido anteriormente, o coletor tem como função recolher o fluido no fim do processo de compressão.

No caso particular dos motores de aeronaves em que o compressor é precedido por uma câmara de combustão, o coletor é designado por *mainfold*. Nesta situação, o difusor é aparafusado a esta estrutura e opta-se por designar todo o conjunto por difusor.

O coletor do tipo *scroll* ou voluta é usado em compressores com aplicações industriais (petrolíferas, gás, metalurgia). O fluido é recolhido por uma estrutura em espiral que rodeia o difusor e cuja área da secção transversal vai aumentando por forma a manter a velocidade do fluido que o atravessa constante. No fim, o fluido é direcionado para um canal normal ao ducto de admissão (tangente ao rotor). Esta estrutura pode assumir uma geometria simétrica ou assimétrica (ver figura 1.19).

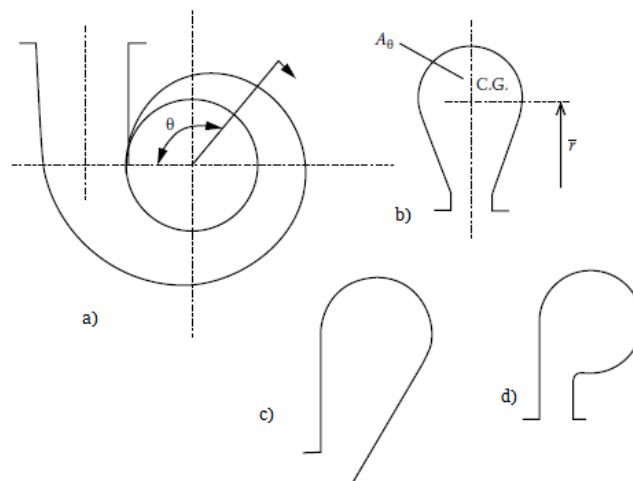


Figura 1.19 - Ilustração de uma voluta (a), geometria simétrica (b) e axissimétrica (c e d) [1].

A voluta é projetada assumindo que a quantidade de movimento angular é mantida constante. Para que tal seja possível, a área de secção tem de aumentar até à saída. Esta condição é expressa pela equação (1.1).

$$\frac{A_{\theta}}{\bar{r}} = Q \frac{\theta}{2\pi K} \quad (1.1)$$

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

Onde:

A_θ é a área da secção transversal na posição θ ;

θ é o ângulo de azimute;

\bar{r} é o raio até ao centroide da secção transversal;

Q é o caudal volúmico em m^3/s ;

K é uma constante que representa o produto rC_u .

Geometria à saída

À saída, pode-se ter a presença de pás para orientarem o fluido numa determinada direção (à semelhança das estruturas IGV usadas a montante do rotor) ou simplesmente optar por uma saída totalmente desobstruída.

Na figura 1.20 encontra-se um esquema que resume a classificação dos compressores centrífugos relativamente ao tipo de configurações que podem apresentar. À falta de melhor terminologia em português, o esquema é apresentado em inglês.

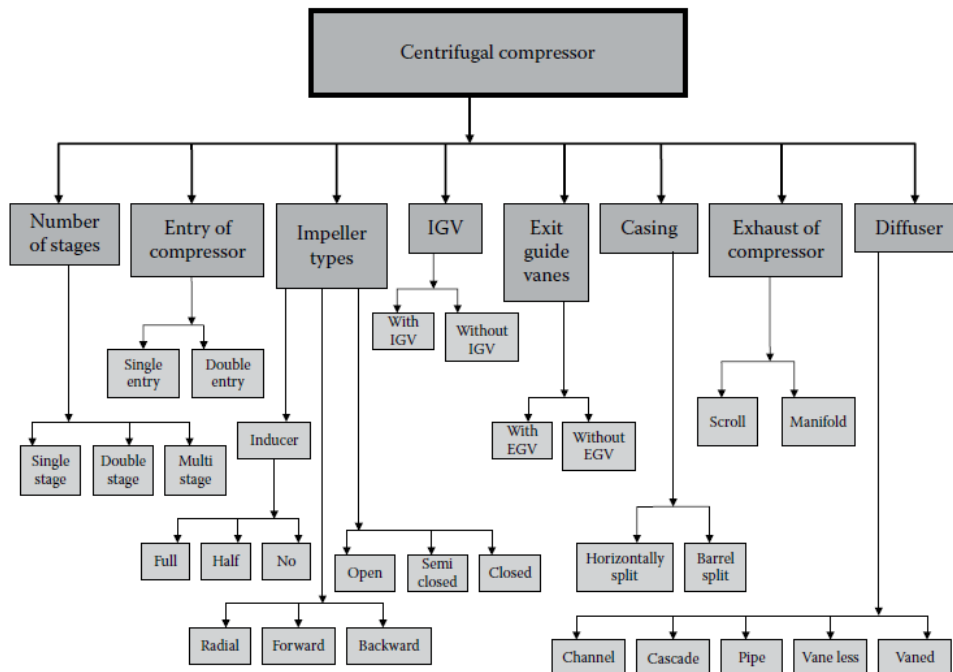


Figura 1. 20– Classificação dos compressores centrífugos [1].

1.3.9. Triângulo de velocidades

O triângulo de velocidades é um diagrama que permite caracterizar a direção e o sentido do escoamento nas várias secções do compressor, nomeadamente à entrada e saída do rotor (ver figura 1.21).

Cada triângulo é formado por 3 vetores, os vetores velocidade do fluido (absoluta e relativa) e o vetor velocidade na ponta da pá. A velocidade absoluta é designada por C e representa a velocidade no quadro estacionário de referência. A velocidade relativa, W , refere-se à velocidade no quadro rotacional de referência. Por fim, a velocidade na pá é representada por U e indica a velocidade periférica. Estes 3 vetores relacionam-se de tal forma que:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (1.2)$$

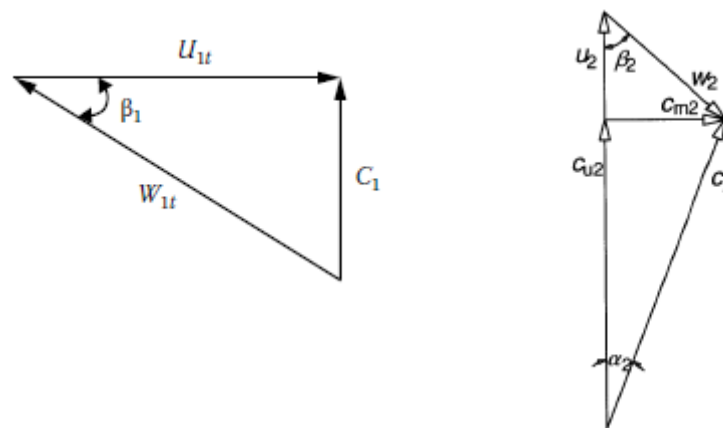


Figura 1. 21- Triângulos de velocidade característicos à entrada e saída, respetivamente [1], [3].

A velocidade absoluta C é separada na componente meridional C_m e na componente periférica C_u . C_m encontra-se sempre no plano que contém o eixo de rotação e C_u é sempre perpendicular a C_m e permanece no mesmo plano onde se encontra o vetor da velocidade periférica, U [3].

1.3.10. Coeficiente do escoamento

O coeficiente de escoamento é denotado pela letra ϕ e representa um parâmetro adimensional de extrema importância no dimensionamento de um compressor centrífugo.

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

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 .

Este parâmetro permite determinar qual o caudal volúmico máximo possível de atingir para um rotor com um determinado diâmetro externo a operar a uma certa velocidade de rotação.

A valores pequenos de ϕ estão associadas entradas e saídas estreitas, sendo que o menor valor é determinado pelo aumento abrupto de perdas por fricção nas paredes resultante da pequena área de secção transversal nos ductos. De tais perdas resultam perdas em eficiência e pressão/entalpia. O maior valor que este parâmetro pode assumir é determinado por fatores como:

- O diâmetro finito do veio;
- O diâmetro máximo à entrada do rotor (que tem de ser menor que o diâmetro à saída para se assegure o efeito centrífugo);
- A extensão axial do estágio completo, incluindo o coletor;
- O aumento das tensões no rotor devido a cargas centrífugas.

Uma das características onde o valor de ϕ tem mais peso é na eficiência do compressor. A valores mais elevados de ϕ estão associadas eficiências mais altas que resultam em menores perdas por fricção. Para o caso dos rotores 2D (ver figura 1.22), rotores em que as pás apresentam uma curva singular, a eficiência é máxima para valores de ϕ em torno de 0,06. Para valores maiores, a eficiência começa a baixar, uma vez que o ângulo da pá é constante ao longo da mesma, o que se traduz em perdas pelo facto de a incidência não ser a adequada.

Os designados rotores 3D (ver figura 1.22) apresentam pás com dupla curvatura e este é o tipo de geometria com mais interesse atualmente. Para esta tipologia de rotores, o pico de eficiência é atingido para valores de ϕ em torno de 0,09. Para valores acima de 0,1, a eficiência baixa devido à formação de escoamentos secundários e a fenômenos de separação.

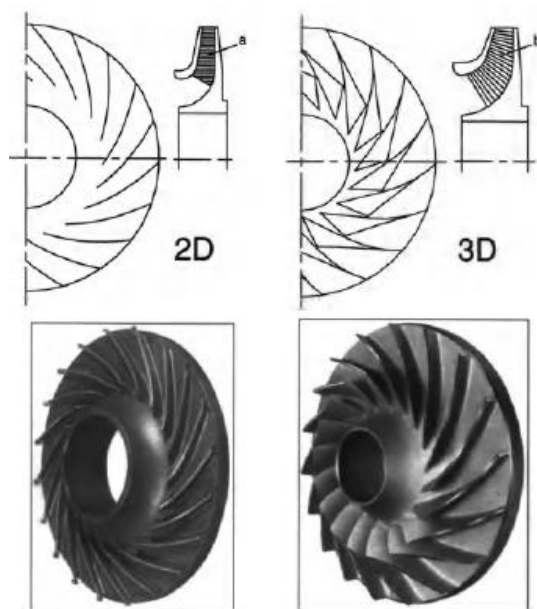


Figura 1. 22– Rotores em geometria 2D e 3D [3].

Do ponto de vista prático e assumindo um caudal volúmico constante, valores de coeficiente de escoamento mais altos permitem obter rotores de menor dimensão. Tal é relevante quando o tamanho e o custo são fatores a ter em conta. No entanto, as velocidades de rotação terão de ser maiores e isso pode nem sempre ser desejado.

O valor de ϕ também tem implicações num fenómeno denominado por velocidade lateral crítica. Se por um lado, o aumento do coeficiente de escoamento aumenta o comprimento do estágio que resulta num aumento na largura dos rolamentos, por outro, diminui o diâmetro do cubo que por sua vez resulta numa diminuição no diâmetro do eixo. Ambos contribuem para a diminuição da velocidade crítica. Assim, problemas de estabilidade podem surgir dentro do intervalo de operação.

Concluindo, o coeficiente de escoamento é o parâmetro de extrema relevância que afeta tanto eficiência como a pressão máxima e que permite estabelecer valores para o tamanho e velocidade de um compressor em fase de projeto [3].

Capítulo 2 – Casos de estudo

Esta dissertação pretende ir ao encontro daquilo que alguns autores já exploram. Neste sentido, este capítulo foca-se em casos de estudo (documentos e artigos publicados) que remetem para a projeção e/ou construção de compressores centrífugos de pequenas dimensões. O objetivo principal foi adquirir conhecimento relativamente ao dimensionamento deste tipo de turbomáquinas e a técnicas de design e construção.

Gui, Reinarts, Scaringe e Gottschlich (1995) [7] projetaram e ensaiaram diversas configurações de compressores centrífugos de alta velocidade de rotação para acomodarem caudais pequenos (entre 0,005 e 0,055 m³/s). O objetivo seria que esses compressores pudessem ser aplicados a equipamentos de climatização e ao mesmo tempo conseguir uma melhoria de eficiência em 25% relativamente a equipamentos à data no mercado. Uma vez que estes compressores operam com caudais baixos e devido à sua pequena geometria, as perdas (especialmente perdas por fricção) tornam-se significativas. É então necessário que o compressor opere a elevadas velocidades de rotação por forma a garantir uma eficiência global do sistema razoável. De maneira a que isso seja possível, os investigadores realçam a importância do desenvolvimento de rolamentos magnéticos que torna velocidades de rotação de 100 a 800 mil rpm possíveis de serem atingidas em turbomáquinas. Os autores salientam a importância do rotor e de como este componente é crítico para o desempenho do compressor. No entanto, devido à grande complexidade de estudo do escoamento turbulento, os rotores são normalmente otimizados em benefício da simplicidade de fabrico e não do seu desempenho.

Na experiência levada a cabo, a velocidade de rotação usada foi de 20 e 24 mil rpm. O rotor foi construído sem revestimento por forma a minimizar as perdas de carga por fricção e facilitar a sua fabricação. A geometria das pás é a mesma em todos os modelos construídos. As únicas variáveis em estudo são o número de pás, a presença de *splitters* e a geometria na ponta da pá. O difusor não apresenta pás (em terminologia inglesa, do tipo *vaneless*). Conduzidos os ensaios, obteve-se um caudal inferior ao inicialmente pretendido. Eficiências na ordem dos 84% foram obtidas com um rotor de apenas 63 milímetros de diâmetro. Conclui-se que enquanto o arredondamento das pontas das pás do rotor beneficia a eficiência, o uso de mais pás e *splitters* e o aumento da velocidade de rotação permite obter razões de compressão maiores. A construção de rotores de diâmetros maiores (de 100 e 200 milímetros) é dita ser exequível pelos autores.

Em 1996, Pandey e Brondum [8] investigaram a capacidade de compressores centrífugos do tipo *direct drive* competirem com os clássicos compressores de deslocamento positivo

relativamente à operação a baixa capacidade, isto é, caudais reduzidos. Os investigadores destacam a importância de um parâmetro em particular, a velocidade específica, N_s .

$$N_s = \frac{N\sqrt{V}}{H_{ad}^{3/4}} \quad (2.1)$$

Estudos provam que eficiências mais altas são obtidas a velocidades específicas mais altas. No entanto, N_s possui um limite superior e esse limite é dito ser 75 pelos autores para o caso de máquinas de escoamento radial. Para os ensaios foi escolhido um compressor centrífugo de pequenas dimensões de dois estágios. Este apresenta um incremento de 3% em eficiência ao mesmo tempo que necessita de uma velocidade de rotação 40% menor relativamente a um compressor de um estágio. Verificou-se que à medida que o caudal mássico diminui, a velocidade aumenta. Outro ponto que requer especial atenção é o diâmetro do veio que move o rotor. Em compressores de pequenas dimensões, o seu diâmetro é significativamente mais pequeno. Tal pode levar a que se atinja a velocidade crítica de rotação dentro da gama de operação do rotor e a integridade estrutural da turbomáquina ficar comprometida. Como informações a reter deste trabalho tem-se que os compressores centrífugos toleram uma certa redução de caudal até falharem em conseguir aumentar a entalpia, isto é, entram na região de surge. O uso de IGV permite reduzir o caudal e, ao mesmo tempo, estender a gama de operação. A variação de velocidade é um parâmetro de controlo mais efetivo na manutenção da eficiência a caudal reduzido. Contudo, o controlo da variação da velocidade não impede a ocorrência de surge quando o caudal atinge valores muito baixos.

Os estudos numéricos de compressores centrífugos miniatura são frequentes, uma vez que conseguem ser mais precisos e menos dispendiosos que os estudos experimentais. Li (2005) [9] abordou este tema na sua tese de doutoramento. Foram realizadas simulações numéricas para avaliar o desempenho de um compressor centrífugo com 60 mm de diâmetro e 70 mm de comprimento, em que o rotor é radial e o difusor do tipo axial por questões de poupança de espaço. Tendo em conta os objetivos desta dissertação, o caso que revela mais interesse é aquele em que o fluido considerado é o ar, ao qual está associada a velocidade rotacional de 108 krpm. Como parâmetros de design têm-se ainda uma razão de pressões de 1,551 e o caudal mássico de 7,33 g/s. Para cumprir estes parâmetros, é necessária uma altura de descarga do rotor de 2 mm.

O espaçamento entre a ponta da pá e o invólucro é de 0,25 mm, sendo que na escala considerada, os valores típicos para o espaçamento estão compreendidos entre 10 e 25 micrómetros. O autor salienta que o espaçamento é um dos aspetos mais críticos em compressores de pequenas dimensões, uma vez que a razão espaçamento/altura da pá é elevada comparativamente à mesma razão característica em turbomáquinas de maiores dimensões. Isto torna as perdas através de vazamento de fluido mais significativas. De facto, estudos realizados em compressores de grandes dimensões, mostram que as perdas por vazamento podem perfazerem cerca de 40% das perdas totais. Em escala pequena é de esperar que esta percentagem seja maior. Em escalas pequenas, as forças viscosas têm mais importância porque qualquer imperfeição, por ínfima que seja, na fabricação dos componentes, traduz-se num aumento significativo de perdas, particularmente por fricção.

Li, na sua tese de doutoramento, faz referência a um artigo publicado por Kang, Lee e Prinz em 2001 intitulada “*Size does matter- the pros and cons of miniaturization*”. Estes autores chegaram à conclusão de que no que diz respeito a turbomáquinas, comprimento e tempo (período) são proporcionais. Isto é, no caso de uma turbina de gás mais pequena, esta terá de operar a uma maior rotação (menor período) comparativamente a uma turbina maior com a mesma densidade energética. O aumento de velocidade de rotação é, então, fundamental para garantir densidades energéticas satisfatórias à medida que o tamanho diminui. Contudo, esta velocidade máxima do rotor está limitada pela resistência mecânica do material que o constitui. Para além disso, altas velocidades de rotação requerem uma elevada precisão de fabrico para assegurar uma boa interação entre todos os componentes, sem ocorrência de interferência entre estes. O indutor é também apontado como uma parte fulcral, com implicações diretas no funcionamento do compressor. Simplificando, um indutor bem concebido pode ser a diferença entre um desempenho bom e medíocre. A menor dimensão deste (indutor) permite reduzir as perdas por fricção e baixar os carregamentos nas pás. Os intervenientes neste artigo ainda concluíram que um rotor com 10 pás e 10 *splitters* apresenta pior desempenho que um rotor exclusivamente com 20 pás.

Em 2007, uma equipa de investigadores da universidade da Flórida focou-se no desempenho aerodinâmico de compressores centrífugos de pequenas dimensões, mais concretamente na influência do espaçamento entre a ponta das pás do rotor e a estrutura exterior envolvente [10]. O difusor usado era do tipo radial. Os ensaios foram realizados usando um espaçamento de 5 e 11% da altura da ponta da pá, que neste caso em particular era de 2,5 mm. Os resultados revelaram que um maior espaçamento resulta numa razão de pressões mais baixa e numa redução de caudal (no caso de estudo descrito neste artigo foram registados decréscimos na ordem dos 30%). Tal permite concluir que um aumento

da distância entre a ponta das pás e o invólucro traduz-se numa diminuição da eficiência do compressor. Deve-se, então, apostar no menor espaçamento possível, salvaguardando possíveis interferências que possam resultar de tal escolha. Os autores ainda fazem referência ao tipo de rolamentos a serem usados consoante o regime de operação, isto é, a velocidade de rotação. Para velocidades na ordem das 100 krpm, rolamentos com esferas de cerâmica cumprem os requisitos exigidos. Contudo, para velocidades na ordem das 300 krpm, este tipo de rolamentos pode falhar e é mais prudente apostar em rolamentos do tipo magnéticos/eletromagnéticos.

Em 2012, outra equipa de investigadores abordaram a parte do design e controlo de um turbocompressor de alta velocidade a ser implementado num sistema de refrigeração de células de combustível [11]. Um turbocompressor de alta velocidade acaba por ser uma opção interessante, uma vez que permite tanto reduções em peso como em dimensão, resultando num sistema mais compacto. No entanto, a pressão é um fator de difícil controlo devido à forte correlação entre caudal e pressão. Para este estudo, a gama de caudais mássicos anda entre 10 e 30 g/s para razões de pressões relativamente altas (entre 1 e 2). Os autores salientam que nestas condições, comparativamente a um turbocompressor com características padrão, o coeficiente de escoamento (ϕ) é muito baixo, resultando numa eficiência baixa. É então necessário apostar em velocidades de rotação elevadas para que se possa corrigir esse défice.

$$\phi_{t1} = \frac{V_{t1}}{d_2^2 u_2} = \frac{\dot{m}}{\rho_{t1} d_2^2 u_2} = \frac{\dot{m} \omega^2}{\rho_{t1} 4 u_2^3} \quad (2.2)$$

Na equação (2.2), V_{t1} representa o caudal volúmico que atravessa o rotor, d_2 é o diâmetro à saída do rotor, u_2 é a velocidade na periferia do rotor, \dot{m} é o caudal mássico, ρ_{t1} é a massa específica do ar e ω é a velocidade de rotação.

Para além da redução de volume e peso, os autores ainda indicam o baixo nível de ruído dos compressores acionados por motor elétrico como mais uma vantagem relativamente aos compressores de deslocamento positivo e do tipo *scroll*. O compressor foi projetado para operar a uma taxa de 12 g/s, resultando numa razão de pressões de 1,5. À entrada foram assumidas condições ambiente (pressão de 1 bar e 25 °C de temperatura). O rotor é do tipo radial com meias-pás (*half vanes, splitters*), semi-fechado. Possui um diâmetro de 21 mm e a velocidade de rotação é de 250 mil rpm, no que resulta um valor de ϕ de 0,085. O difusor

é do tipo *vaneless* e a voluta em espiral. Nisto resulta uma turbomáquina com 600 g da qual é esperada uma eficiência isentrópica na ordem dos 75%. Realizados os ensaios, para uma razão de pressões de 1,5 e $\omega = 250000 \text{ RPM}$, foram obtidas eficiências de 74.8 %. Contudo, o caudal mássico registado foi de 11,4 g/s (ligeiramente inferior ao valor inicialmente usado na fase de design).

Casey e restantes investigadores desenvolveram um trabalho semelhante em 2014 [12], mas com compressores de dimensões ainda inferiores. O foco deste artigo é o design e ensaio de compressores centrífugos miniatura de velocidade ultra alta. Este conceito é apresentado pelo autor e pretende definir compressores com um diâmetro de rotor inferior a 30 mm e velocidades de operação acima das 200 mil rpm. O principal objetivo é, mais uma vez, conseguir desenvolver um compressor centrífugo de pequenas dimensões cujo desempenho se consiga equiparar a compressores de deslocamento positivo de baixo caudal e a compressores centrífugos de maiores dimensões que operam a velocidades mais baixas. Estes autores defendem que existem 3 características fundamentais que definem qualquer compressor centrífugo. São elas o aumento de pressão (ou entalpia isentrópica), caudal à entrada e eficiência. A melhor eficiência é normalmente obtida para valores baixos de Ψ (entre 0,45 e 0,55).

São apontados alguns problemas relativamente à aerodinâmica de compressores de pequenas dimensões. Os números de Reynolds envolvidos são baixos, as passagens estreitas e a rugosidade das superfícies relativamente alta o que leva a perdas viscosas significativas. O espaçamento entre a periferia do rotor e o difusor é relativamente alto em relação ao diâmetro do rotor devido às limitações por parte das tolerâncias de maquinagem e rolamentos. Isto traduz-se em mais perdas, bloqueio/obstrução do escoamento que atravessa o compressor e redução da gama de operação. As pás são normalmente mais espessas por questões de robustez mecânica. O número de pás é também menor devido às limitações de manufatura, no entanto é dito que o número de pás do rotor é um parâmetro que não afeta de forma significativa o desempenho de compressores de pequenas dimensões. Para este trabalho, o compressor mais relevante é o compressor C desenhado especificamente para fornecimento de ar a uma pressão mais alta. Este compressor recolhe ar à pressão atmosférica a uma taxa de 0,005 m³/s e entrega-o a uma pressão de 2 bar. O rotor tem um diâmetro de 13 mm e atinge velocidades na ordem dos 400 m/s na periferia. O compressor foi projetado para operar perto do ponto de velocidade específica ótima com um coeficiente de escoamento de 0,075, o que o torna bastante similar ao compressor usado em turbocompressores à exceção da geometria reduzida. A espessura nas pontas das pás do rotor são de 0,3 mm (relativamente ao diâmetro, é cerca de 5 vezes superior à relação

verificada num turbocompressor comum), no entanto a relação espessura/corda continua a ser baixa. O bordo de ataque apresenta uma geometria elíptica para reduzir as perdas neste. O difusor é do tipo *vaneless*. A eficiência global obtida foi na ordem dos 63%.

Os resultados obtidos mostram a contribuição das altas velocidades de rotação para o aumento da razão de pressões para um caudal fixo. Esta variação tende a ser maior entre velocidades de ordem de grandeza maior. Para a velocidade mais baixa considerada (200 krpm), a razão de compressão máxima é de 1,1 para um caudal de 1 g/s, aproximadamente. Se se optar por uma velocidade de 500 krpm, a razão de pressões máxima é em torno do 1,85 para um caudal de 2,5 g/s.

Outro compressor designado por compressor D foi desenvolvido tendo em vista a sua aplicação em bombas de calor. Apesar da aplicação ser diferente da que se pretende neste trabalho, a geometria do rotor de 21 mm de diâmetro assemelha-se à do rotor usado no compressor C e os resultados obtidos revelam-se interessantes. Contudo, o fluido considerado é butano cuja densidade é cerca de 5 vezes superior, o que torna os resultados desfasados daquilo que seriam os resultados obtidos com ar.

Os autores concluíram que a compressão de pequenos caudais de fluido pode ser conseguida com compressores de pequenas dimensões (diâmetros inferiores a 30 mm) movidos por motores de alta velocidade (rotações acima das 200 krpm). Os resultados obtidos apontam para eficiências globais na ordem dos 65%. Isto habilita os compressores centrífugos de pequenas dimensões a substituir não só os compressores de deslocamento positivo que operam com pequenos caudais, como também compressores centrífugos de grandes dimensões que trabalham a velocidades de rotação mais baixas.

A redução da escala geométrica em turbomáquinas como os compressores centrífugos acarreta alguns inconvenientes. O aumento do coeficiente de escoamento é apontado como uma delas. Este tanto pode aproximar o compressor ao ponto de funcionamento ótimo, como pode aproximá-lo à gama de operação dos compressores de escoamento misto.

Os autores apontam ainda algumas características importantes a serem tidas em conta aquando a redução de escala como o número de Reynolds, a rugosidade das superfícies e o espaçamento entre a ponta das pás do rotor e o revestimento envolvente.

Um método de design preliminar de compressores centrífugos [13] foi desenvolvido por Zahed e Bayom (2014). Estes autores conceberam um procedimento para a projeção inicial de compressores centrífugos com razões de pressão de 1,5, 3 e 5. O método entra com análise aerodinâmica, considera as tensões presentes no rotor e as limitações do fator de difusão.

Pode ser aplicado a compressores radiais, com pás inclinadas para a frente ou para trás, com ou sem *prewhirl*. O compressor é então desenhado para que ofereça uma dada razão de pressões no ponto de eficiência máxima. A maximização da eficiência é conseguida através da minimização das perdas, entre as quais se destacam perdas por incidência, fricção, carregamento nas pás, espaçamentos ou devido ao sistema difusivo. Os investigadores propõem obter o caudal e a velocidade adimensionais ótimos do compressor em função do raio do rotor à entrada (r_{1s}) e da altura da descarga (b_2) adimensionalizados pelo raio do rotor à saída (r_2) e do ângulo das pás também à saída (β_2).

A categoria de compressor mais interessante de analisar neste artigo será aquele que oferece razão de pressões de 1,5, uma vez que essa é a razão de pressões clássica encontrada em turbocompressores. Para uma razão de compressão de 1,5, o caudal adimensional típico encontra-se no intervalo 0,05 a 0,20. Os autores destacam, ainda, a influência da inclinação da ponta das pás para trás. A adoção deste tipo de geometria permite reduzir o valor do caudal adimensional e assim evitar velocidades relativas demasiado altas à entrada do rotor. Tal resulta em valores de r_{1s}/r_2 e b_2/r_2 mais baixos, o que se traduz num compressor mais compacto. O uso de *prewhirl* positivo é outra forma de reduzir o número de mach relativo à entrada. Realizadas as simulações, chegou-se à conclusão de que para caudais adimensionais baixos não se justifica o uso de *backsweep* na ponta das pás, sendo o seu uso apenas recomendado para caudais maiores (acima de 0,1). O valor de θ mais pequeno considerado foi de 0,05 e estima-se que os valores de r_1/r_2 e b_2/r_2 rondem os valores 0,5 e 0,1, respetivamente.

Em 2016, Vivek, Anil e Rajar avaliaram o desempenho de um rotor com 72,8 mm de diâmetro [6]. Os autores salientam a importância de se escolher o compressor que melhor se adequa a um determinado motor porque só assim se consegue tirar o máximo partido da implementação de sobrealimentação. O componente era formado por 16 pás (8 principais + 8 *splitters*) e apresentava uma altura de descarga de 4,67 mm. A velocidade de rotação variou entre as 40 e 80 mil rpm, sendo que os caudais máximos obtidos para os limites deste intervalo foram de 0,17 e 0,2 kg/s, respetivamente.

Mais recentemente, em 2018, Fadilah e Erawan realizaram um estudo que pretendia avaliar, com recurso a CFD, a influência de parâmetros geométricos como o número de pás e meias-pás (*splitters*) e o raio do chanfre em acabamentos de superfície [14]. O compressor simulado apresenta um diâmetro de 66 mm e foi ensaiado às 100 krpm. O caudal mássico varia entre 300 e 600 g/s. Relativamente às meias-pás, concluiu-se que o seu uso permite

aumentar a razão de pressões, sendo que esta tende a baixar à medida que o caudal mássico aumenta. A razão de pressões pode também ser aumentada através do uso de um maior número de pás no rotor. No que diz respeito ao raio das arestas do rotor, constatou-se que à medida que o raio aumenta, a razão de pressões baixa, assim como a eficiência. Torna-se, portanto, necessário arranjar um bom compromisso entre este valor e o cumprimento dos requisitos estruturais exigidos.

Na tabela 1, exhibe-se uma tabela onde constam algumas das características dos rotores presentes na bibliografia selecionada. O objetivo é sintetizar, de uma forma clara e concisa, as principais dimensões adotadas para este tipo de componentes.

Tabela 1 – Tabela comparativa com os principais parâmetros dos rotores analisados.

Parâmetros Autores	d_cubo [mm]	d1 [mm]	d2 [mm]	b2 [mm]	PR [adimens.]	omega [krpm]
Pakle 2017	13	34,08	44	3,26	2,5	110
Kulkarni 2016	17,6	48,84	72,8	4,67	1,2	40
Zhang 2014		40,9	62,15	3,13	4	170
Mohtar 2011	16,43		46		2	120
Zheng 2010	18,9		60		4,2	136
Li 2005			60	2	1,5	108
Gui 1995	14	43,64	63	5,23	1,055	24

Até aqui, a revisão bibliográfica focou-se em características de design do rotor, uma das partes fundamentais dos compressores centrífugos. No entanto, existem outras duas partes integrantes do sistema, também importantes, o difusor e o coletor. Estas duas estruturas já foram descritas no capítulo introdutório, sendo que agora se pretende realçar aspetos do ponto de vista prático apontados por outros autores e através destas construir estruturas similares.

Relativamente ao difusor, o interesse está mais centrado no tipo *vaneless*. Este tipo de difusor apresenta a geometria mais simples, facilitando, desta forma, a sua fabricação. No que diz respeito ao coletor, o estudo está mais direcionado para os coletores em espiral com secção transversal de área variável que permitirá o direcionamento do fluido para o local desejado, neste caso, para dentro de um cilindro de um motor a 4 tempos.

Xu (2005) [15] aponta a geometria arredondada da língua dos coletores como a melhor e usou uma razão raio da língua/altura da pá à saída (b_2) de 0,3. O autor ainda aponta a maior facilidade de fabrico das línguas arredondadas comparativamente às línguas de geometria afiada, como outro ponto de vantagem.

Zheng, Huenteler e Yang (2010) [16] estabeleceram um espaçamento de 5,9% da altura de descarga do rotor (b_2) entre o componente rotativo (rotor) e a respetiva estrutura envolvente para o dimensionamento do compressor que idealizaram.

Outro trabalho realizado em 2011 pretendia avaliar a influência da geometria do difusor e do coletor [17]. Para a realização do estudo, Mohtar usou um compressor com 46 mm de diâmetro que pudesse acomodar caudais entre os 20 e 30 g/s. A altura das pás à saída do rotor foi de 2,55 mm e a razão entre o diâmetro à saída do difusor e o diâmetro à saída do rotor foi de 1,17. Relativamente ao coletor, a língua arredondada apresenta um desempenho superior ao da língua afiada e o espaçamento entre esta e o difusor é 12.5% do diâmetro do difusor. O diâmetro do coletor à saída é 30 mm.

Em outro estudo direcionado para a influência do coletor no desempenho de um compressor [18], Zheng, Jin e Tamaki projetaram um compressor com 62,15 mm de diâmetro destinado a operar a 170 krpm. O difusor tinha 15 mm de comprimento e 3,13 mm de altura (altura da pá à saída do rotor). Era esperado o compressor obter razões de compressão de 4:1.

Pakle e Jiang (2017) referem que para o difusor que projetaram, o comprimento definido foi 1,5 vezes a altura da pá à saída (3,26 mm), resultado no valor de 4,89 mm [19]. O compressor de 44 mm de diâmetro, foi fabricado numa liga de alumínio 2014-T6 e projetado para atingir o pico de eficiência às 110 krpm. Entre outras características mencionadas, os autores ainda referem a distribuição da espessura das pás ao longo da distância meridional, validada por meio de análise estrutural.

Capítulo 3 – Metodologia

3.1. Dimensionamento e fabricação

Neste capítulo é descrito todo o processo de dimensionamento dos componentes principais do compressor e principais aspetos relativos à fabricação dos mesmos.

Por componentes principais entende-se o rotor, o difusor e a voluta, sendo o rotor o componente que mais trabalho deu a projetar, não só pelo seu papel fundamental no desempenho do compressor, como também pela complexidade que apresenta.

O dimensionamento e a fabricação são feitos tendo sempre em vista a funcionalidade e simplicidade do design, sem nunca esquecer a sua influência no desempenho da turbomáquina. Todos os cálculos são efetuados tendo em conta as propriedades do ar que constam no apêndice A.

Os primeiros cálculos consistiram em determinar o caudal do motor GX50 naturalmente aspirado (isto é, sem sobrealimentação). Este caudal foi determinado para a rotação do motor que oferece o binário máximo, pois neste ponto o rendimento volumétrico também é máximo.

A equação que permite a determinação do caudal de ar naturalmente aspirado é a seguinte:

$$\dot{m}_{aspirado} = \eta_V \rho_{ar} V_d \frac{N}{n} \quad [kg/s] \quad (3.1)$$

Onde N representa rotações por minuto e n é um parâmetro que assume o valor de 2 para um motor a 4 tempos como é o caso.

Assumindo um rendimento volumétrico de 95% e tendo em conta que o binário máximo é às 4500 RPM, o caudal mássico é de 1,8 g/s.

O passo seguinte foi estipular para que razão de compressão se iria projetar o compressor. Como referido na secção da revisão bibliográfica, um valor típico para a razão de compressão de turbocompressores é 1,5. Este valor é usado como base para os cálculos de dimensionamento, mas só depois dos ensaios é que se vai conseguir determinar a razão de compressão real. Com isto e com recurso a mais algumas equações, é possível determinar o caudal de ar que o motor irá receber a operar com um compressor.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

Um esquema do conjunto para efeitos de cálculo é exibido na figura 3.1.

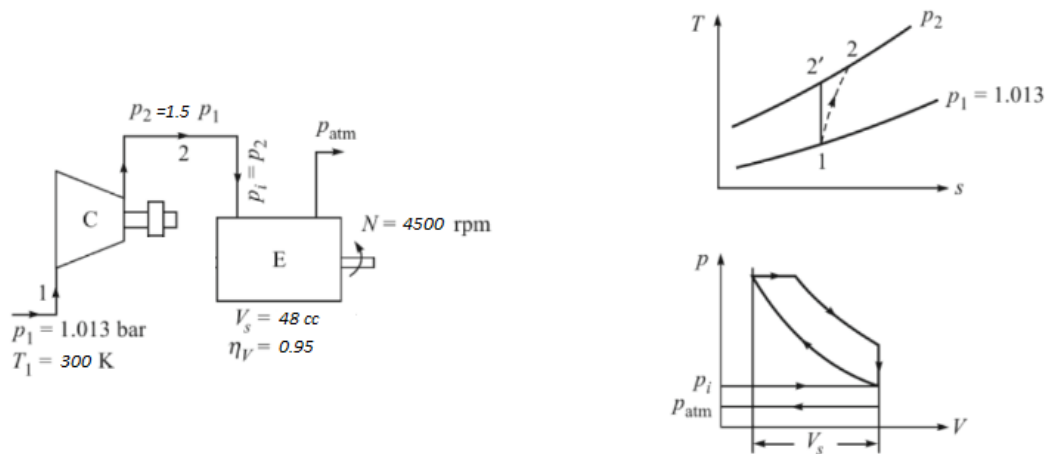


Figura 3. 1 – Esquema representativo das condições experimentais para efeitos de cálculo.

A temperatura do ar no fim de uma compressão isentrópica é dada por:

$$T_2' = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [K] \quad (3.2)$$

Para se obter a temperatura real no fim do processo de compressão, T_2 , é necessário ter em conta a eficiência isentrópica, η_i , estabelecendo-se a seguinte relação:

$$\eta_i = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.3)$$

Sabendo a temperatura estática à saída do compressor, é então possível determinar qual o caudal de ar neste através da equação 3.4.

$$\dot{m}_{sobrealimentado} = \frac{p_2 \dot{V}}{R T_2} \quad [kg/s] \quad (3.4)$$

Este será o caudal mássico do sistema compressor + motor para uma razão de compressão de 1,5 e assume o valor de 2,6 g/s, aproximadamente, a 4500 rpm, velocidade de rotação para a qual o motor oferece o binário máximo.

3.1.1. Rotor

Como já foi referido em capítulos anteriores, o rotor é, sem dúvida, o componente mais difícil de projetar, não só pela complexidade que apresenta, mas também pelas numerosas geometrias possíveis que este pode adotar. A revisão bibliográfica efetuada permitiu recolher características de rotores de pequenas dimensões com propósitos semelhantes. O tratamento desses dados foi então o ponto de partida para o dimensionamento desta peça.

Tendo em vista a facilidade de construção, optou-se por um rotor do tipo radial. Na secção de entrada, o rotor apresenta um diâmetro de 12 mm para o cubo e 26 mm no total. Na secção de saída, a peça tem 45 mm de diâmetro e uma altura de descarga de 2 mm.

O rotor ainda possui indutor para induzir o escoamento à entrada. O objetivo foi projetar o indutor para que o ângulo de ataque da pá permanecesse nulo em qualquer secção desta, o que implica variar a incidência da pá ao longo do seu comprimento. Para isso foi necessário calcular as componentes de velocidade à entrada.

Para o cálculo da velocidade absoluta (C) usou-se o caudal mássico de ar e a área da secção de entrada.

$$C = \dot{m} \times (A_1 - A_{cubo}) \quad [m/s] \quad (3.5)$$

A velocidade tangencial (U) é obtida em cada secção da pá através da velocidade rotacional e da distância do centro do rotor a essa secção.

$$U = r \times \omega \quad [m/s] \quad (3.6)$$

A velocidade de rotação de projeto é de 16000 rpm. Esta velocidade é condicionada por diversos fatores, sendo alguns deles o caudal com que se esta a operar e a área da seção de saída da voluta, limitada pelo diâmetro da admissão do motor.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

Através destas duas componentes é possível obter a terceira componente da velocidade, a componente relativa (W).

$$W = \sqrt{C^2 + U^2} \quad [m/s] \quad (3.7)$$

Determinadas as várias velocidades, a obtenção do ângulo entre o bordo de ataque da pá e o plano radial (β_1) é calculado através de relações trigonométricas.

$$\beta_1 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{C}{W}\right) = \text{cos}^{-1}\left(\frac{U}{W}\right) = \text{tan}^{-1}\left(\frac{C}{U}\right) \quad [rad] \quad (3.8)$$

A espessura definida inicialmente para a pás foi obtida tendo por base rotores de características semelhantes. Para rotores fabricados em alumínio, a espessura das pás varia geralmente entre 0,4 e 0,8 mm. Como o rotor que se está a projetar (ver figura 3.2) será primeiramente construído em ABS através de impressão 3D, a espessura estipulada foi de 1 mm. A ideia por de trás desta escolha prende-se com o facto deste material ser menos resistente que alumínio e de se querer assegurar a resistência estrutural do componente.

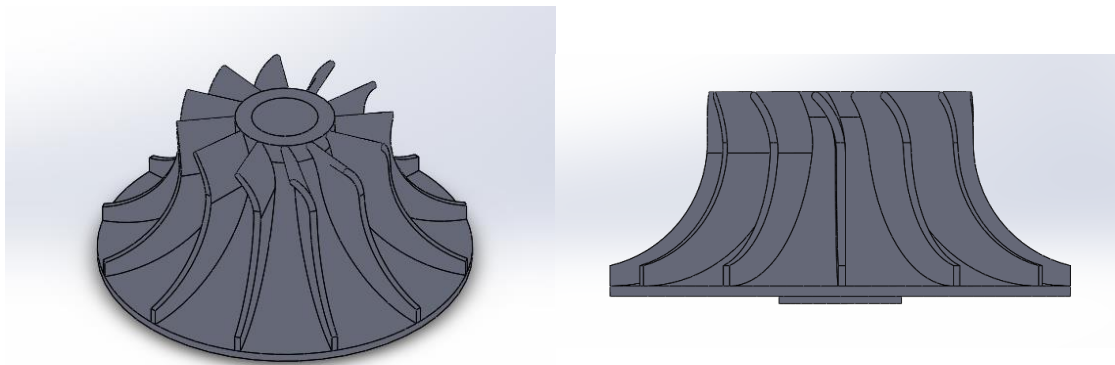


Figura 3. 2 – Modelo do rotor projetado em SolidWorks.

As dimensões principais do rotor fabricado constam na tabela 2.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

Tabela 2 – Principais características do rotor projetado.

d1 cubo	12 mm
d1 ponta	26 mm
d2	45 mm
L	20 mm
b2	2 mm
β_1 cubo	59°
β_1 ponta	38°
β_2	90°
t cubo	1 mm
t ponta	0,7 mm
Coefficiente de escoamento, ϕ	0,0437
Caudal mássico, \dot{m}	3 g/s
Razão de compressão de projeto	1,5

Na figura 3.3, apresentam-se os triângulos de velocidades que caracterizam o ponto de projeto do rotor, à entrada (na raiz e na ponta da pá) e à saída.

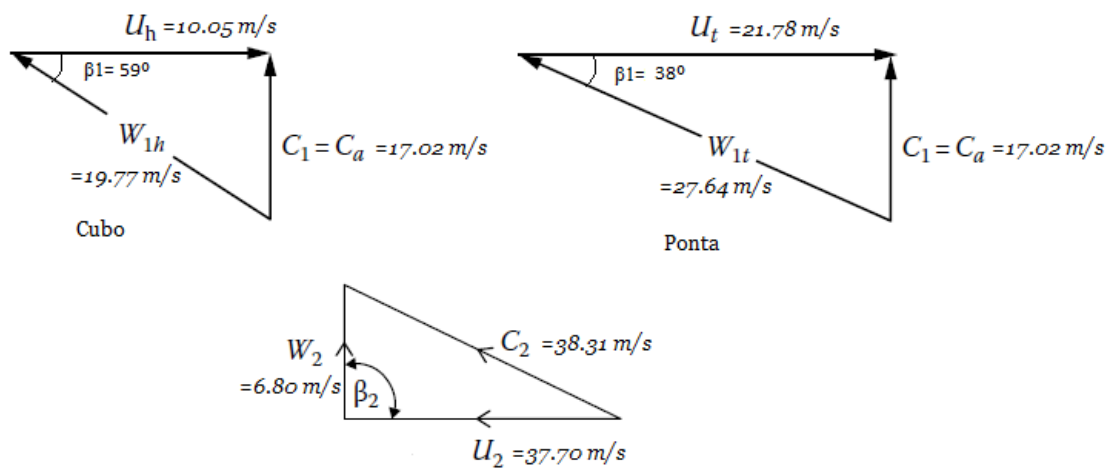


Figura 3. 3 – Triângulos de velocidade caraterísticos do rotor projetado [1].

O espaçamento adotado entre o rotor (componente rotativo) e a estrutura envolvente (componentes fixos) é de 0,3 mm.

3.1.2. Difusor

O difusor escolhido é do tipo *vaneless* e consiste em duas paredes paralelas que formam uma passagem entre a saída do rotor e a entrada do coletor. Este tipo de difusor é o mais comum pela maior simplicidade e facilidade de construção, apresentando uma gama de operação maior que os difusores do tipo *vaned*. Contudo, são maiores, o que pode ser uma limitação, especialmente no setor aeronáutico [1]. A razão entre o raio de saída e de entrada varia entre 1,4 e 2 para os difusores presentes em compressores centrífugos comuns e são mais indicados para caudais pequenos [3]. Quando os caudais são pequenos, o desempenho do estágio é maioritariamente determinado pela intensidade das perdas por fricção. Sendo o objetivo primário minimizar estas perdas em prol de valores mais altos de eficiência, a passagem deverá ser tão larga quanto prática.

O difusor é definido por duas dimensões, a altura que corresponderá à altura de descarga do rotor, e o seu comprimento, distância ao longo da qual ocorre o processo de difusão. No livro que escreveu sobre compressores centrífugos, Boyce refere que uma razão entre o comprimento do difusor e a sua altura (b_2) superior a 4 não melhora o desempenho deste [2]. No entanto, é preciso ter em conta que esta regra se aplica a compressores centrífugos de dimensões comuns. A altura do difusor é determinada pela altura de descarga do rotor mais o espaçamento adotado. Neste caso temos 2 mm mais 0,3 mm que resulta num valor de 2,3 mm. O outro parâmetro a determinar é o comprimento. Com base em revisão bibliográfica, determinou-se que o comprimento do difusor tipo *vaneless* em compressores de pequenas dimensões é em torno de 1,5 vezes a altura de descarga [19]. Tal resulta num comprimento de 3 mm para o difusor a ser projetado. Para salvaguardar possíveis incertezas resultantes do processo de fabricação optou-se por um valor de 4 mm.

O processo de difusão ocorre através da passagem de uma área A_2 para uma área A_3 maior. Essas áreas são dadas pelas equações (3.9) e (3.10).

$$A_2 = \pi d_2 b_2 = 2\pi r_2 b_2 \quad (3.9)$$

$$A_3 = \pi d_3 b_3 = 2\pi r_3 b_3 \quad (3.10)$$

O escoamento considerado neste tipo de difusor (*vaneless*) é invíscido e axissimétrico. Considerando, ainda, o caso de escoamento incompressível e que nenhum binário externo é aplicado ao sistema temos que:

$$r_2 C_{u_2} = r_3 C_{u_3} \quad (3.11)$$

Aplicando a equação da continuidade ao escoamento que atravessa o difusor temos:

$$\begin{aligned} \rho_2 C_{r_2} A_2 &= \rho_3 C_{r_3} A_3 \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \rho_2 C_{r_2} r_2 &= \rho_3 C_{r_3} r_3 \quad (3.12) \end{aligned}$$

Tendo em conta que o aumento de pressão é pequeno, pode-se assumir que $\rho_2 \approx \rho_3$. Para além disso, o difusor apresenta um espaçamento constante, pelo que $b_2 = b_3$. Daqui é possível concluir que o produto da componente radial da velocidade absoluta, C_r , pelo raio é constante.

$$C_{r_2} r_2 = C_{r_3} r_3 \quad (3.13)$$

Como conclusão final desta dedução tem-se:

$$\frac{C_{u_3}}{C_{u_2}} = \frac{C_{r_3}}{C_{r_2}} = \frac{C_3}{C_2} = \frac{r_2}{r_3} \quad (3.14)$$

Esta relação permite saber o valor das componentes de velocidade absoluta ao longo do difusor em função do valor das componentes de entrada. Este cálculo tem especial interesse para o dimensionamento do coletor/voluta.

3.1.3. Coletor/Voluta

Tendo em conta tudo o que já foi dito sobre esta parte, o coletor, para além de ter de respeitar todas os pontos já enumerados, tem de respeitar outro ponto que surge para o caso particular deste trabalho. Uma vez que este compressor é para ser acoplado a um motor fixo (Honda GX50), a compatibilidade geométrica entre a saída do coletor e entrada de ar do motor tem de ser assegurada. Aqui acaba-se por definir uma das condições de dimensionamento deste componente. O diâmetro da admissão do motor é 11 mm pelo que esse deverá ser o diâmetro da voluta à saída.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

Atualmente, ainda existe pouca informação relativamente à projeção de volutas. A secção transversal da voluta é circular e aumenta à medida que o escoamento progride nesta [1]. A forma mais simples e prática de calcular a área da secção (A_θ) em função do ângulo de azimute (θ) é através da equação (3.15).

$$\frac{A_\theta}{\bar{r}} = Q \frac{\theta}{2\pi K} \quad (3.15)$$

Onde:

\bar{r} é o raio até ao centroide da secção transversal;

Q é o caudal volúmico em m^3/s ;

K é uma constante que representa o produto rC_u .

Esta equação assume que a quantidade de movimento angular do escoamento permanece constante. Tal resulta em $rC_u = K = constante$.

Da aplicação direta da fórmula acima enunciada resultaram os valores apresentados na tabela 3 para ângulos de azimute espaçados em 45° :

Tabela 3 – Dimensões da voluta em função do ângulo de azimute.

Ângulo de azimute (θ) [$^\circ$]	Área da secção (A_θ) [mm^2]	Diâmetro da secção [mm]
0	0	0
45	10,50	3,66
90	21,53	5,24
135	33,08	6,49
180	45,17	7,58
225	57,80	8,58
270	70,95	9,50
315	84,63	10,38
360	98,84	11,22

A língua da voluta está localizada a um ângulo de azimute de 21° , aproximadamente. O diâmetro da saída da voluta não é exatamente os 11 mm pretendidos, mas foi a melhor aproximação que se conseguiu.

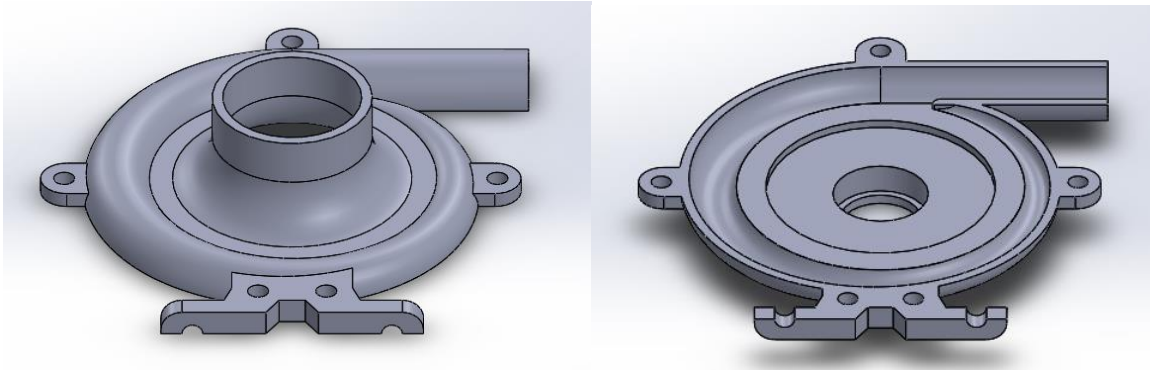


Figura 3. 4 – Estrutura que envolve o rotor, parte superior e inferior, respectivamente.

O difusor e a voluta foram desenhados como uma única peça. No entanto, essa peça foi posteriormente cortada e separada em duas peças distintas para facilitar e tornar possível a montagem, nomeadamente a inserção do rotor e rolamentos (ver figura 3.4). Como o material de construção é ABS e não um metal, como alumínio, a espessura adotada para as paredes foi maior de maneira a garantir a resistência estrutural necessária. Tendo isso em consideração, as paredes apresentam uma espessura de 2 mm.

3.1.4. Estruturas auxiliares

Apesar dos componentes referidos anteriormente serem o foco principal deste trabalho, a sua funcionalidade não poderia ser assegurada sem a utilização de sistemas auxiliares como é o caso do veio, rolamentos e respetivos apoios, e elementos de transmissão.

Veio e rolamentos/apoios

O veio tem um diâmetro de 8 mm e é um dos componentes que permite transmitir a rotação do motor elétrico ao rotor. A ligação do motor ao veio será por meio de polias e correia de forma a se obter a razão de transmissão desejada. Este veio é suportado por dois rolamentos de esferas com 19 mm de diâmetro externo [20], um inserido no compressor e outro externo inserido num bloco de mancal.

Polias

As polias escolhidas são em alumínio e com um passo de 5 mm (ver figura 3.5) [21]. Apresentam guardas para impedir que a correia se desengrene. Uma vez que a velocidade de projeto para o compressor é maior que a velocidade que o motor elétrico consegue oferecer, teve de se optar por polias de tamanhos diferentes por forma a se conseguir obter a razão de transmissão desejada. Essa razão foi de 1:2, ou seja, a polia acoplada ao motor tem o dobro dos dentes da polia acoplada ao compressor (30 e 15 dentes, respetivamente).

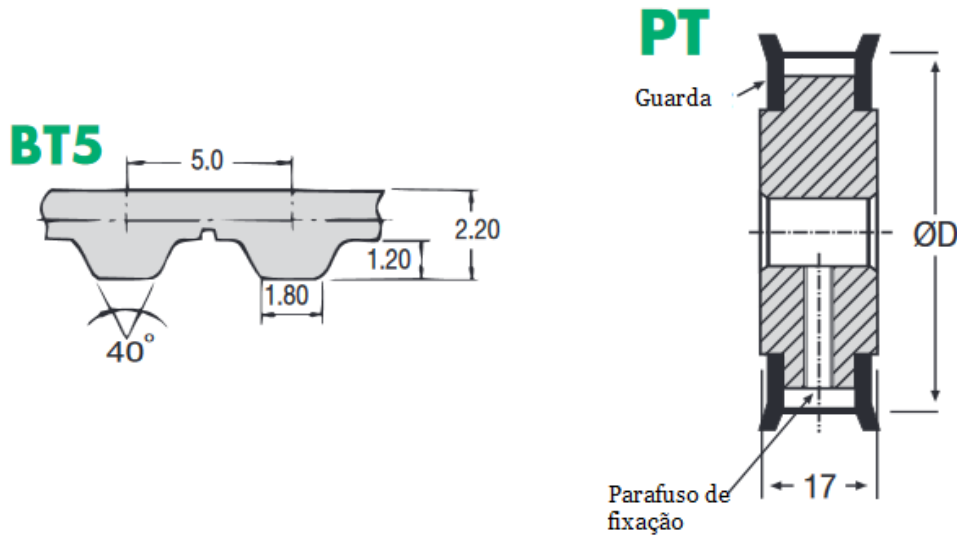


Figura 3. 5 – Características gerais da correia e polia usadas [21].

Correia

A conectar as duas polias encontra-se uma correia de poliuretano reforçada com tensores de aço (ver figura 3.6). A largura da correia é de 12mm, valor que assegura que a correia suporta o binário máximo exercido pelo motor. Para além disso, este componente apresenta um comprimento de 325 mm num total de 65 dentes (o comprimento da correia foi calculado segundo a referência [22]). A velocidade máxima atingível pela correia é de 80 m/s e o fabricante assegura que eficiências de transmissão na ordem dos 96% são possíveis de ser atingidas.

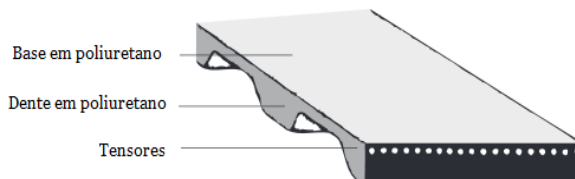


Figura 3. 6 – Modelo da correia usada [21].

3.2. Atividade experimental

Esta secção tem por objetivo descrever todo o procedimento experimental levado a cabo, bem como todos os métodos adotados para a sua realização.

A atividade experimental consiste em medir o desempenho do motor Honda GX50 com uma hélice acoplada em duas situações distintas:

- Em condições de fábrica, isto é, sem modificações (desempenho de referência);
- Com o uso do compressor centrífugo projetado como sistema de sobrealimentação.

Os parâmetros de desempenho a serem medidos em ambos os casos são o binário do motor (a partir do qual se consegue obter a potência média) e o consumo específico do conjunto para determinadas combinações de velocidade do motor e do compressor (caso se use).

No caso em que se usa o compressor, poderão ser necessárias alterações em função do bom funcionamento do conjunto. Uma dessas alterações poderá ser o calibre do injetor para debitar mais combustível, uma vez que o motor em questão não foi otimizado de fábrica para operar com sobrealimentação.

Como complemento, ainda se optou por caracterizar o compressor através da determinação da pressão à saída em função da velocidade de rotação.

3.2.1. Motor Honda GX50

Como já foi referido anteriormente, o motor selecionado para os ensaios foi o Honda GX50 (ver figura 3.7) [23]. Trata-se um motor monocilíndrico de 47,9 centímetros cúbicos a 4 tempos, capaz de debitar 2 cavalos de potência a 7000 rpm e com um binário máximo de 2,2 Nm a 5500 rpm. Sem considerar as massas de gasolina e óleo, o equipamento apresenta uma massa de apenas 4,1 kg, o que o classifica como leve para além de compacto. O motor opera com gasolina sem chumbo com um teor de octanas de 86 ou superior. A admissão do combustível é feita através de carburador. As aplicações mais vulgares deste equipamento são em máquinas de jardinagem, construção e agricultura (bombas de água e cultivadoras). Especificações adicionais, bem como curvas de desempenho são exibidas no apêndice B.



Figura 3. 7 – Motor Honda GX50 [23].

3.2.2. Escolha da hélice para os ensaios

Para a realização dos testes foi necessário escolher uma hélice que melhor se adaptasse ao motor em questão. Esta escolha começou por uma pesquisa das dimensões de hélices mais vulgarmente usadas em motores com uma cilindrada em torno dos 50 centímetros cúbicos [24] [25]. O passo seguinte foi recorrer ao programa *PropSelector* e analisar quais das hélices selecionadas através de pesquisa eram mais compatíveis com o motor a ser ensaiado.

O critério de seleção da hélice consistiu em observar qual das hélices se aproximava mais da potência máxima do motor à respetiva velocidade de rotação. Essa potência é 1,47 kW a uma velocidade de 7000 rpm. A velocidade do vento relativo é considerada nula, uma vez que o ensaio é estático. Aplicando o critério definido, a hélice que mais se aproximou do pretendido foi uma hélice 18x10 (18 polegadas de diâmetro e 10 polegadas de passo).

No entanto, devido à falta de uma hélice 18x10 para a realização dos ensaios à data, acabou-se por usar uma hélice 19x8. Trata-se de uma hélice de maior diâmetro e menor passo, adequada para um motor ligeiramente menos potente (1,35 kW), mas que não deixa de servir para o motor em questão. As análises para ambas as hélices são mostradas no apêndice C.

3.2.3. Motor elétrico

Inicialmente, tinha-se pensado em usar a cambota do motor para acionar o compressor, à semelhança de um sobrealimentador. No entanto, tendo em vista a simplificação de todo o conjunto/do banco de ensaios e a maior gama de operação, optou-se por usar um motor elétrico de alta velocidade como elemento motriz do compressor projetado.

O motor elétrico em questão é o Machifit 895. Algumas das suas especificações constam na Tabela 4.

Tabela 4 – Características gerais do motor elétrico usado.

Modelo	Machifit 895 (high speed)
Voltagem de operação	12-24 V
Velocidade máxima	6000 rpm a 12 V 12000 rpm a 24 V
Binário	4,2 kg.cm a 12 V 8 kg.cm a 24 V
Potência	200 W
Comprimento	72 mm
Diâmetro	48 mm
Diâmetro do eixo	5 mm

3.2.4. Equipamentos de medição

Binário do motor

O binário do motor foi determinado através de um método que pretende replicar os resultados que seriam obtidos através de um dinamómetro. Este método recorre a uma célula de carga e a um banco de ensaios especificamente construído para o efeito.

Relativamente à célula de carga, a mesma consiste numa barra de alumínio com um extensómetro embutido (ver apêndice D). Adicionalmente, ainda é necessário um amplificador de sinal HX711 e um Arduíno nano [26]. O sistema é ilustrado na figura 3.8.

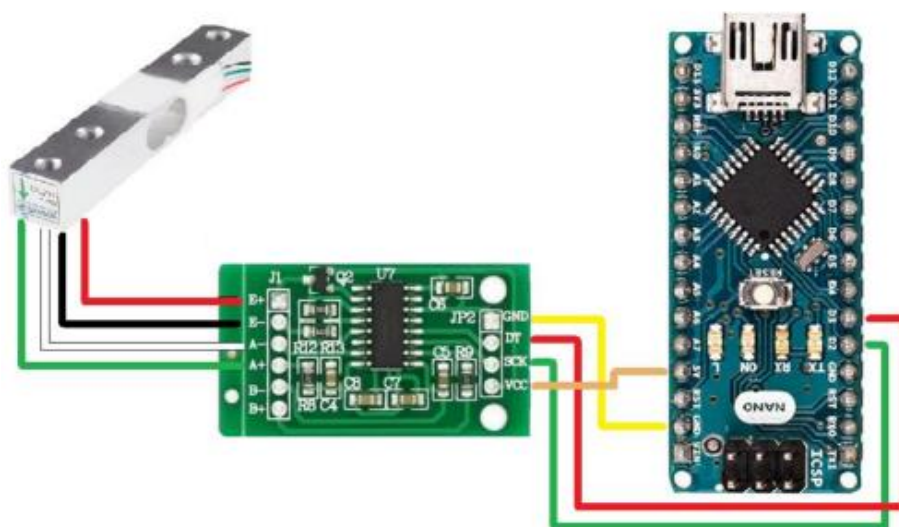


Figura 3. 8 – Esquema do sistema usado para medição do binário do motor [27].

Apesar de a flexão não ser visível, a barra de alumínio flete quando sujeita ao carregamento. O extensômetro presente na barra mede esta deformação, o amplificador de sinal descodifica esta informação de maneira a que o Arduino a possa ler e apresentar os resultados. Estes resultados são depois transferidos para uma folha de cálculo no programa Excel através do programa PLX-DAQ v2.11.

No que diz respeito ao banco de ensaios, o mesmo já se encontrava parcialmente construído, uma vez que foi usado em projetos anteriores. Contudo, foram necessárias algumas modificações para que o banco pode-se acomodar o motor GX50 em particular e deste modo garantir as condições de segurança com o motor em funcionamento. O banco é a aplicação prática do conceito exibido em esquema na figura 3.9. A determinação do binário tem por base a 3ª lei de Newton. Esta lei dita que para cada ação, existe uma reação de igual magnitude, mas de sentido contrário. Fazendo o paralelismo para este caso em particular, a rotação da cambota produz um momento que pode ser identificado como a ação, enquanto que a hélice (apesar de girar no mesmo sentido que a cambota), juntamente com o bloco do motor, produzem um momento de igual intensidade, mas de sentido oposto [27]. É este momento, a reação, que o sistema concebido permite determinar.

É de realçar que os resultados obtidos por este banco de ensaios improvisado não serão tão precisos como os resultados obtidos por meio de equipamentos próprios para o efeito. No entanto, o mais importante é ter-se resultados obtidos em condições iguais por forma a ser possível a comparação do desempenho do motor com e sem sobrealimentação.

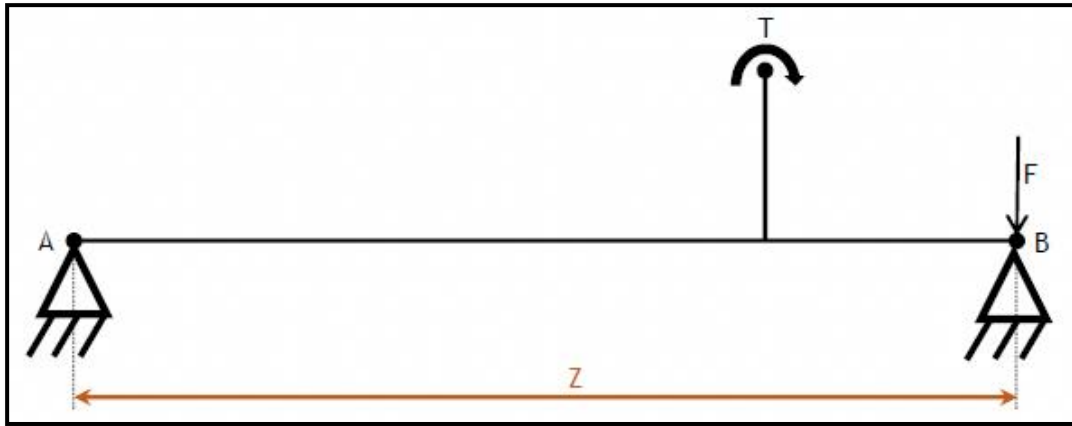


Figura 3. 9 – Esquema ilustrativo do princípio usado para a determinação do binário [27].

Remetendo para a figura 3.9, em A têm-se uma rótula e através do binário T aplicado pelo motor em operação, é exercida uma força F no apoio B. A célula de carga mencionada anteriormente estabelece o contacto com o apoio B, permitindo, assim, quantificar a magnitude da força exercida neste ponto em quilograma-força (kgf). A conversão para newtons pode posteriormente ser feita através da multiplicação deste valor pela aceleração da gravidade, g. Os pontos A e B encontram-se a uma distância Z. Esta distância assume o valor de 18,5 cm, valor este que permanece constante ao longo de toda a atividade experimental. Uma imagem do banco de ensaios real pode ser consultada no apêndice K.

O binário para cada condição de operação é então determinado pela aplicação da equação (3.16).

$$T = F \cdot Z \quad [N \cdot m] \quad (3.16)$$

Outro parâmetro que pode ser determinado neste seguimento é a potência média, que é calculada pela equação (3.17).

$$P = T \cdot 2\pi \frac{N}{60} \quad [W] \quad (3.17)$$

Tendo em conta que a célula de carga já se encontra parcialmente carregada com o peso da própria estrutura e motor (forças externas), é necessário descontar a sua massa para que os valores lidos correspondam exclusivamente à força exercida pelo motor em operação. Este passo pode ser visto como a implementação da função “tara” presente numa balança convencional. No caso das células de carga, isto é conseguido através da determinação do

fator de calibração que permite anular as forças externas aplicadas. Para isso, depois da instalação experimental estar completa, é executado o código presente no apêndice E. Assim que as leituras começam, é colocada uma massa conhecida sobre a célula (neste caso em particular, usou-se um peso de 50 g). De seguida, o fator de calibração é ajustado até que o valor lido corresponda à massa do peso usado para a calibração. Uma vez que é difícil obter o valor exato, existe um erro associado. Para o peso de 50 g, admite-se um valor lido de $50 \pm 3,0$ (g). Por fim, o fator de calibração é registado e substituído no código que irá fornecer os valores de força medidos (apêndice F).

Medição das rotações

Para medir a velocidade de rotação, recorreu-se a dois sistemas, um para quantificar as rpm do motor e outro para determinar as rpm do compressor.

As rotações do motor foram determinadas com recurso a um tacómetro que determina a velocidade de rotação do motor através dos disparos da vela de ignição. A instalação é muito simples e consiste em enrolar o fio vermelho em torno do fio que alimenta a vela de ignição e o fio preto num ponto do motor onde faça massa (ver apêndice H). Tratando-se de um motor com sistema de ignição por íman, a vela dispara uma vez por cada rotação da cambota. No tacómetro, escolhe-se o programa correspondente e assim que o motor é ligado, a velocidade é imediatamente exibida no ecrã.

As rotações do compressor são determinadas através de um sensor de infravermelhos controlado por um Arduíno. O código usado para programar o Arduíno e o sistema construído encontram-se nos apêndices G e H, respetivamente.

Medição do consumo

Outro parâmetro de desempenho importante é o consumo, nomeadamente o consumo específico. Este parâmetro permite avaliar a quantidade de combustível em unidades de massa, necessária para a obtenção de determinada quantidade de energia por parte do motor. Preferencialmente, este valor deverá ser o mais baixo possível de maneira a se obter um motor mais eficiente e rentável.

O primeiro passo para a determinação do consumo específico é determinar o caudal de combustível que passa para o motor.

$$\dot{f} = \frac{W_i - W_f}{t} = \frac{(V_i - V_f) \times \rho_{combustível}}{t} \quad [g/s] \quad (3.18)$$

Por forma a contabilizar a massa/volume de combustível gasto num determinado período de tempo, concebeu-se um sistema que fornecesse combustível ao motor a partir de duas fontes distintas. Em funcionamento normal, o motor retira o combustível do seu depósito. Quando se quer determinar o consumo, o fluxo de combustível é redirecionado e este passa a sair de uma pipeta graduada cuja escala mais pequena é 0.1 mililitros. Este sistema pode ser consultado no apêndice I.

Depois de obtido o caudal de combustível, o consumo específico pode ser determinado pela equação (3.19).

$$SFC = \frac{\dot{f}}{(P \times 10^{-3})} \times 3600 \quad [g/kWh] \quad (3.19)$$

Medidor de temperatura

A medição das temperaturas foi feita diretamente com recurso a um leitor de temperatura por infravermelhos. O aparelho usado pode ser consultado no apêndice J.

3.2.5. Instalação experimental

Na figura 3.10 apresenta-se uma imagem da instalação experimental ainda sem o compressor acoplado. De realçar a presença de uma proteção em madeira em torno do motor. Esta proteção foi construída com o intuito de proteger os operadores. Quando o motor se encontra em funcionamento, a hélice não é visível a olho nu e esta proteção impede que um operador mais distraído coloque a mão na zona abrangida por este componente.



Figura 3. 10 - Motor em banco de ensaios sem compressor e guarda em madeira.

3.2.6. Procedimento experimental

Como todas as atividades experimentais, também esta seguiu um conjunto de passos para que todos os objetivos fossem cumpridos e a veracidade dos resultados assegurada.

Uma vez que se está a trabalhar num ambiente com partes móveis (hélice, correia, compressor, motor elétrico), líquidos inflamáveis (gasolina) e gases de escape provenientes do motor, é necessário tomar todas as medidas preventivas por forma a evitar acidentes. Como já foi referido anteriormente, a proteção contra componentes móveis foi feita através da construção de caixote em madeira. Relativamente à gasolina e aos gases de escape, é crucial ter cuidado para não inalar estas substâncias ao mesmo tempo que se assegura uma boa ventilação do espaço. Isto é conseguido através do uso de um extrator para transportar os gases para o exterior.

Outra norma de segurança importante a ser seguida é fazer uma última inspeção à instalação experimental.

- Verificar se não existem fios soltos que se possam enrolar na hélice ou na correia;
- Confirmar se todos os parafusos se encontram devidamente apertados;
- Averiguar se os líquidos presentes no motor (gasolina e óleo) são os recomendados pelo fabricante e se se encontram nas quantidades corretas.

Depois de se garantir que o ambiente experimental cumpre todos os requisitos de segurança exigidos, é ainda importante garantir a segurança do operador que conduz os ensaios. Para isso, o uso de equipamento de proteção individual como bata, óculos de proteção e protetores de ouvidos durante toda a experiência deve ser assegurado.

Abaixo são apresentados todos os passos a serem seguidos para a obtenção dos resultados de interesse para esta dissertação.

1. Calibrar a célula de carga através do código presente no anexo E, seguindo os passos já descritos na secção dos equipamentos de medição.
2. Encher a pipeta graduada com gasolina até à marca dos 30 mililitros com recurso a uma garrafa de esguicho. Registrar o peso da garrafa (este será o peso inicial de referência para a determinação do combustível gasto).
3. Ainda com o motor desligado, iniciar o sistema de aquisição de dados, executar o programa PLX-DAQ v2.11 e de seguida coloca-lo em pausa. Desta forma, regista-se o valor de zero força aplicada para a condição em que o motor está parado (condição de referência).

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

4. Ligar o motor e esperar que este atinja a sua temperatura de operação (em torno dos 80°C). Esta verificação é feita com recurso ao medidor de temperatura por infravermelhos.
5. Escolher uma velocidade para o motor e iniciar o registo de dados. Este registo é feito durante 5 segundos (aproximadamente).
6. Passados os 5 segundos, muda-se a fonte de combustível para a pipeta graduada e inicia-se o cronómetro. Quando a marca dos 15 segundos for atingida, redireciona-se novamente o fluxo de combustível para que este volte a sair do depósito. Parar o programa de aquisição de dados.
7. Encher a pipeta graduada, novamente, até à marca dos 30 mililitros através da garrafa de esguicho. Registrar o peso da garrafa. Este peso será o peso final para determinar a massa de combustível consumida no intervalo de 15 segundos.
8. Repetir os passos 5 a 7 de maneira a abranger toda a gama de operação do motor com intervalos de velocidade o mais consistentes possível.
9. Repetir os passos 5 a 8, nas mesmas condições, 3 vezes. No fim, é feita uma média entre os três valores para cada velocidade do motor. O objetivo é minimizar os erros e assegurar a veracidade dos resultados.
10. Para o caso em que o motor é sobrealimentado pelo compressor, repetir os passos 1 a 9 para 3 velocidades do compressor.

No próximo capítulo são apresentados e discutidos todos os resultados obtidos devidamente tratados. Para além disso, serão ainda apontadas as principais dificuldades e problemas encontrados ao longo da realização dos ensaios e de que formas os mesmos poderão influenciar a precisão dos resultados.

Capítulo 4 – Resultados

Neste capítulo apresentam-se os resultados obtidos com a realização dos ensaios. Como já foi dito anteriormente, o objetivo é usar os dados para avaliar o desempenho do motor Honda GX50, com e sem sobrealimentação. Os dados são posteriormente comparados para que se possa avaliar a viabilidade da implementação de tais sistemas em motores de pequenas dimensões.

Os resultados foram obtidos para uma gama de velocidades do motor compreendida entre 3200 e 6900 rpm, velocidade ao ralenti e velocidade máxima, respetivamente.

4.1. Motor naturalmente aspirado

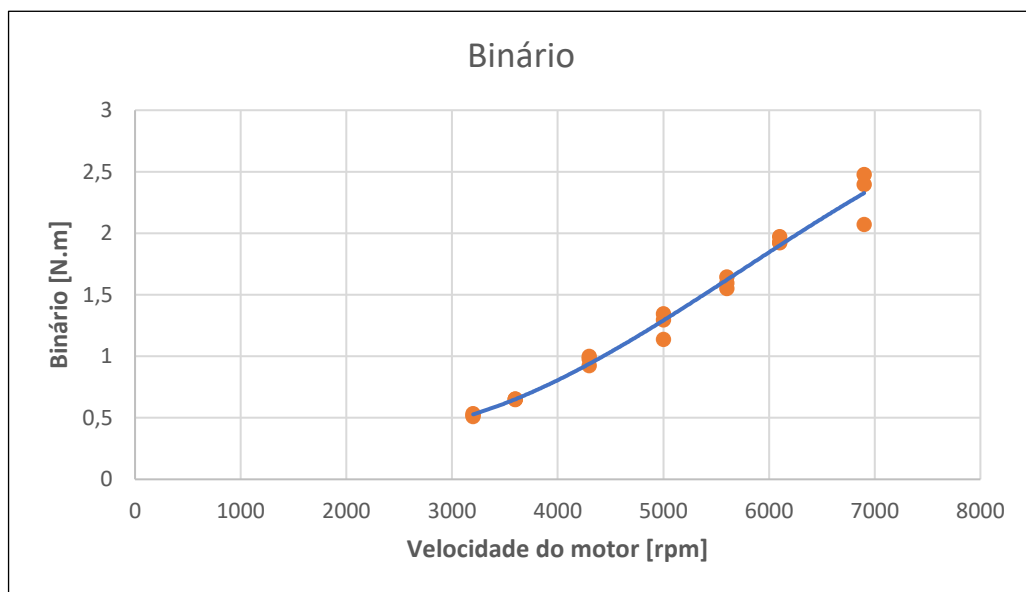


Gráfico 1 – Caracterização do binário do motor naturalmente aspirado.

O gráfico 1 representa a evolução do binário do motor para uma gama de velocidades compreendida entre as 3000 e 7000 rpm.

A veracidade dos resultados pode ser assegurada pela reduzida dispersão entre os valores obtidos nos diferentes ensaios. Os pontos que mais se afastam da linha de tendência correspondem a valores obtidos no primeiro ensaio. O facto de não se ter dado tempo suficiente para que o motor atingisse a temperatura normal de operação pode estar na causa desta ligeira discrepância.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

O valor de binário máximo registado (2,31 N.m, valor médio) aproxima-se bastante do valor indicado pelo fabricante (2,2 N.m). No entanto, este valor ocorre à rotação máxima do motor (em torno das 7000 rpm) e não às 5500 rpm como é indicado na lista de especificações do motor. Isto acontece pelo facto de se ter uma hélice acoplada ao motor. De um modo geral, a hélice atua como um travão no motor. A baixas rotações, a travagem é menor e tal resulta num valor de binário baixo. A altas rotações o efeito de travagem sentido pelo motor é muito maior e, conseqüentemente, também o binário. Este fenómeno desloca a curva característica para a direita, passando o pico de binário a ocorrer a rotações mais altas comparativamente ao caso em a presença de uma hélice não é considerada.

Por fim traçou-se uma linha de tendência que melhor se adequasse aos dados recolhidos e que ao mesmo tempo permitisse caracterizar, da melhor forma possível, a evolução do binário do motor com a velocidade de rotação do mesmo. A evolução é então caracterizada por um polinómio de grau 3 definido pela equação (4.1).

$$T(\text{rpm}) = 2 \times 10^{-11} \text{rpm}^3 + 3 \times 10^{-7} \text{rpm}^2 - 0,0009 \text{rpm} + 1,3738 \text{ [N.m]} \quad (4.1)$$

O coeficiente de determinação, R^2 , assume o valor de 0,9984, o que faz com que este polinómio caracterize quase na perfeição o parâmetro de desempenho considerado na gama de valores considerada.

No gráfico 2 apresenta-se a caracterização da potência média. Este parâmetro de desempenho é obtido em função do binário, pelo que as formas dos dois gráficos são semelhantes e as ordens de grandeza no eixo vertical distintas.

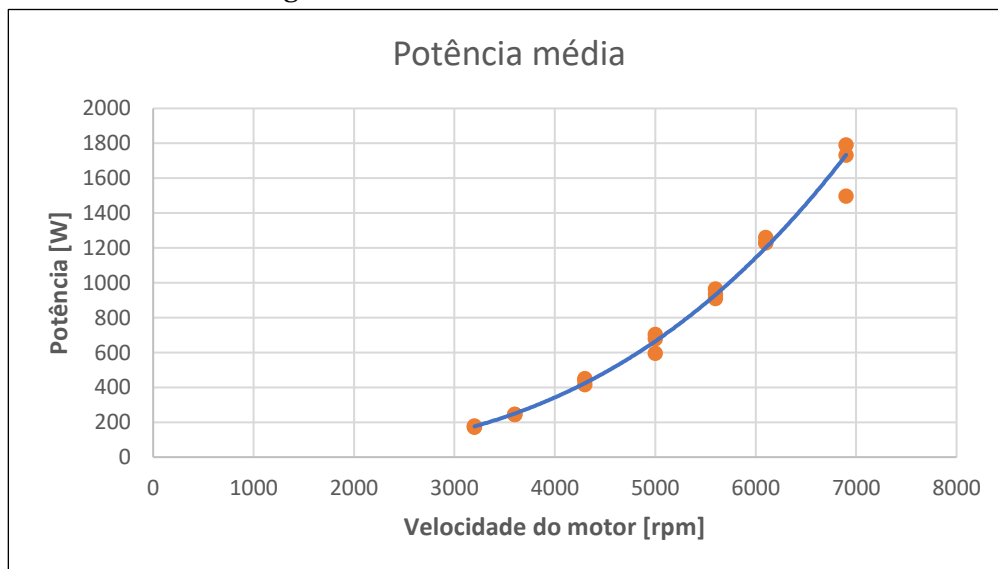


Gráfico 2 – Caracterização da potência média do motor naturalmente aspirado.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

À semelhança daquilo que foi discutido para o gráfico anterior (gráfico 1), a potência apresenta, também, uma tendência de crescimento com a velocidade do motor, mas ligeiramente mais acentuada.

A potência máxima ocorre em torno das 7000 rpm e assume um valor médio de 1.67 kW. Este valor está um pouco acima dos 1,47 kW indicado pelo fabricante, mas não deixa de ser um bom resultado para as condições que se tem. Esta pequena discrepância pode estar relacionada com o facto de a hélice selecionada estar ligeiramente subdimensionada para o motor em questão.

A linha de tendência que melhor se adapta aos dados recolhidos apresenta um coeficiente de determinação de 0,992 e é caracterizada pela equação (4.2).

$$Potência (rpm) = 7 \times 10^{-9} rpm^{2,9756} [W] \quad (4.2)$$

Como último parâmetro de desempenho tem-se o consumo específico (Gráfico 3).

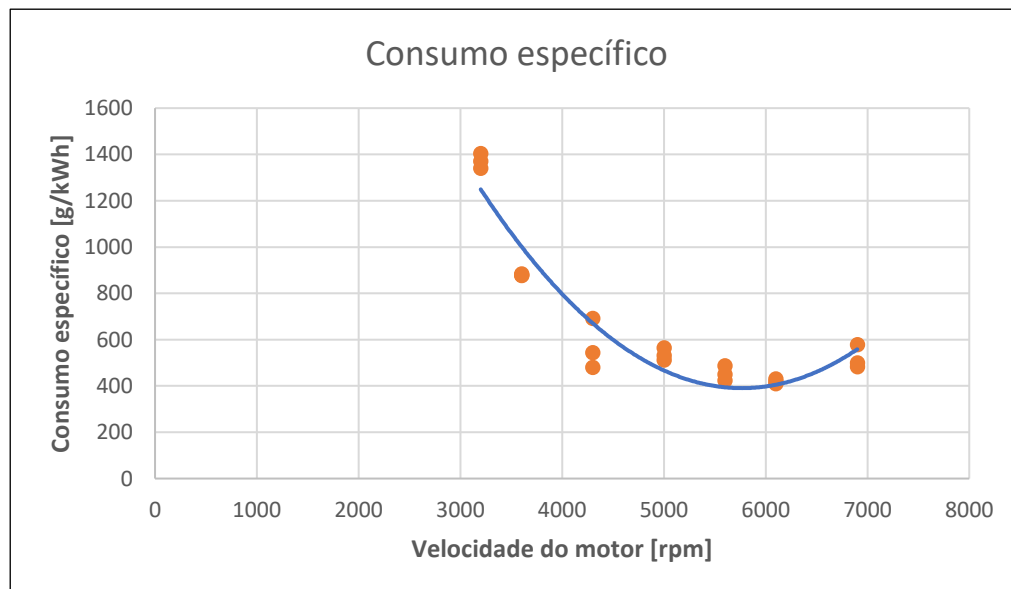


Gráfico 3 – Caracterização do consumo específico para o motor naturalmente aspirado.

O comportamento do consumo específico ao longo da gama de velocidades do motor pode ser descrito por uma parábola de concavidade voltada para cima, equação (4.3).

$$SFC (rpm) = 0,0001rpm^2 - 1,5041rpm + 4726,7 [g/kWh] \quad (4.3)$$

Os dados recolhidos apresentam uma maior dispersão relativamente aos outros dois parâmetros (binário e potência), todavia ainda é possível obter um coeficiente de determinação de 0,9286 com esta parábola.

O consumo específico apresenta valores elevados a velocidades baixas (valores na ordem das 1400 g/kWh). À medida que a velocidade aumenta, é atingindo um valor mínimo. Passando este ponto, os consumos voltam a aumentar com o incremento na velocidade de rotação do motor.

O ponto de consumo específico mínimo surge em torno das 5500 rpm e o seu valor anda em torno das 400 g/kWh. É um valor aceitável para o motor em questão que ocorre na zona de binário máximo indicado na lista de especificações do motor.

4.2. Motor sobrealimentado

Nesta secção são apresentados os resultados relativos ao desempenho do motor sobrealimentado. Apenas são apresentados os resultados para uma velocidade de 8000 rpm do compressor uma vez que às 12000 rpm os resultados são bastante semelhantes. Relativamente à velocidade de projeto (16000 rpm), a razão pela ausência de valores deve-se a outros fatores que serão mencionados mais à frente neste capítulo.

O compressor centrífugo usado foi inteiramente projetado e construído através de técnicas que, de certa forma, fogem às práticas tradicionais. Tendo isto em conta, é esperada uma discrepância significativa entre os valores de desempenho obtidos na fase de projeto e os valores de desempenho reais.

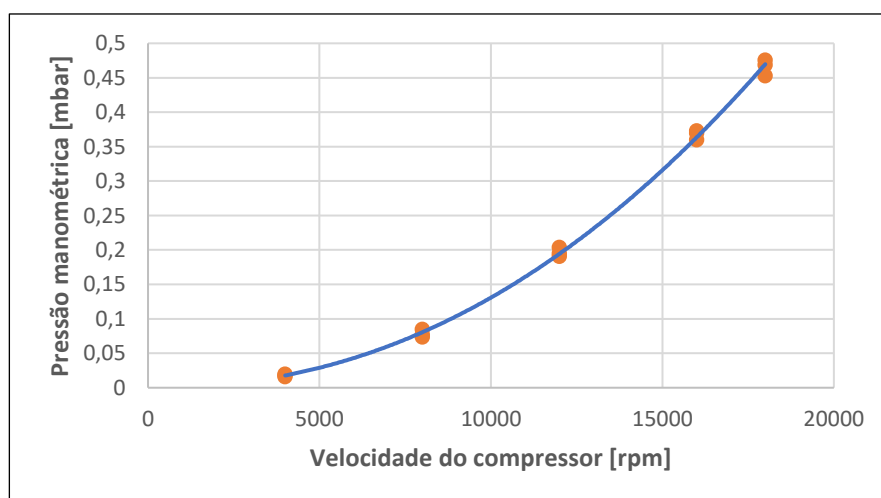


Gráfico 4 – Evolução da pressão manométrica com a velocidade do compressor.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

O gráfico 4 (localizado na página anterior) mostra a evolução da pressão manométrica com a velocidade de rotação do compressor em condições reais.

A baixa ordem de gradeza da pressão oferecida à saída do compressor é evidente. Contudo, a sua evolução é positiva no sentido em que a pressão cresce à medida que as rotações do compressor aumentam. O crescimento é também mais acentuado entre velocidades de ordem de gradeza maior, nomeadamente a partir das 8000 rpm. O comportamento do compressor na gama de velocidades adotada, pode ser representado pela curva a azul, cuja equação é a seguinte:

$$p_{manométrica} = 3 \times 10^{-10} rpm^{2,1743} \text{ [mbar]} \quad (4.4)$$

Para avaliar a influência direta da velocidade de rotação do compressor no desempenho do motor, foram realizados ensaios em que a velocidade do motor foi mantida constante. Assim, a velocidade escolhida para o motor foi 4000 rpm. Esta velocidade está abaixo da velocidade projeto (4500 rpm), todavia as duas velocidades não deixam de estar próximas e às 4000 rpm tem-se menos vibrações, o que assegura a consistência dos valores lidos, assim como a integridade de todo o conjunto durante os ensaios.

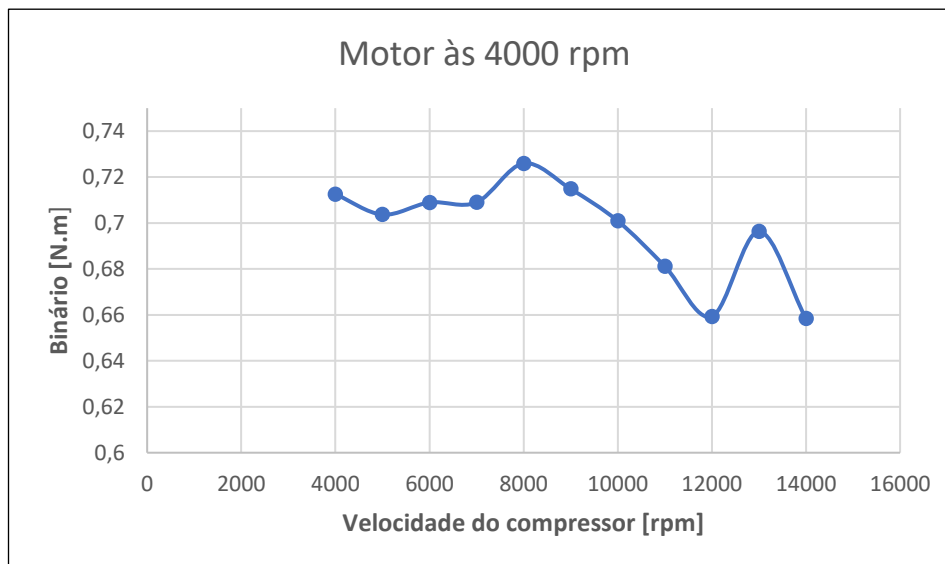


Gráfico 5 – Influência da velocidade do compressor no binário do motor.

O gráfico 5 mostra a evolução do binário do motor a uma velocidade constante numa gama de velocidades do compressor compreendida entre as 4000 e 14000 rpm. Os pontos presentes no gráfico resultam de uma média de 3 ensaios realizados nas mesmas condições.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

Entre as 4000 e 7000 rpm o binário do motor apresenta ligeiras variações, apresentado uma certa consistência. Contudo, estes valores estão abaixo dos valores obtidos para o motor no mesmo regime sem sobrealimentação.

Em torno das 8000 rpm tem-se um pico de binário que se aproxima bastante do valor obtido para o caso do motor naturalmente aspirado à mesma velocidade.

Acima das 8000 rpm tem-se um rápido declínio do binário do motor. A exceção à regra acontece às 13000 rpm onde se tem um pico quando era esperada uma tendência de decadência constante. Esta situação pode ser explicada pelo facto de acima das 12000 rpm, o motor não conseguir manter a velocidade de rotação sem compensação por parte do acelerador, começando a velocidade do motor a diminuir à medida que a velocidade do compressor passa para além deste ponto.

Uma vez que o compressor apresenta os resultados mais promissores às 8000 rpm, fez-se uma análise mais detalhada mantendo a velocidade do compressor constante e variando a velocidade do motor. O intervalo de velocidades considerado foi das 3500 às 5000 rpm. Esta foi a gama de velocidades seleccionada uma vez que a rotações muito baixas as vibrações no motor são mais intensas e a rotações muito altas a esteira produzida pela hélice é de tal ordem intensa que poderia comprometer a instalação experimental. Para além disso, não se sabia ao certo a magnitude das cargas que o compressor seria capaz de suportar pelo que se tentou ser o mais conservador possível nas condições de realização dos ensaios. Outra razão foi que com o compressor a operar nestas condições, não se consegue a acelerar o motor para além das 5000 rpm. Este situação irá ser discutida mais à frente. No Gráfico 6 são exibidas as curvas de desempenho traçadas em função dos dados recolhidos nas condições mencionadas anteriormente.

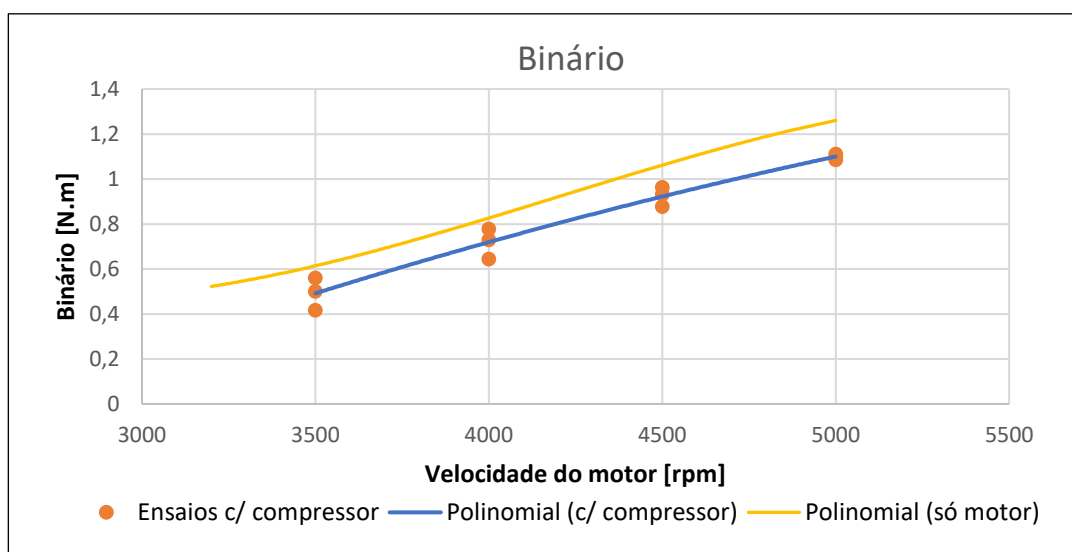


Gráfico 6 – Caracterização do binário para o motor sobrealimentado.

Desenvolvimento e ensaio de um mini compressor centrífugo

No gráfico 6 apresentam-se os resultados relativos ao binário do motor em função da velocidade de rotação do mesmo.

A tendência crescente do binário com o aumento das rotações do motor pode ser representada pelo ramo esquerdo de uma parábola de concavidade voltada para baixo. A representação por parte desta curva é de tal ordem adequada que o coeficiente de determinação, R^2 , é 1. A equação que a define é a equação (4.5).

$$T (rpm) = -5 \times 10^{-8} rpm^2 + 0,0008 rpm - 1,7995 [N.m] \quad (4.5)$$

Na gama de velocidades considerada, os valores obtidos para o binário aproximam-se bastante daqueles recolhidos para o motor na situação de naturalmente aspirado.

De seguida, e à semelhança daquilo que se fez para o caso do motor naturalmente aspirado, tem se a potência média obtida em função do binário.

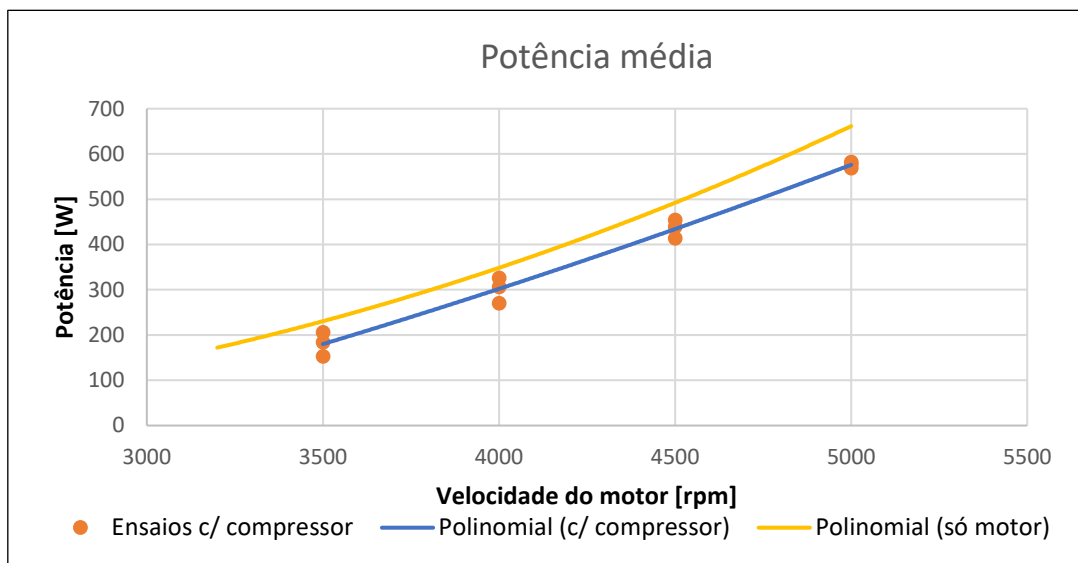


Gráfico 7 – Caracterização da potência média para o motor sobrealimentado.

Mais uma vez, a potência do motor tende a crescer com o aumento da velocidade de rotação do motor. A consistência dos valores obtidos em ensaios diferentes é evidente, assim como a sua proximidade aos resultados obtidos para o motor no seu estado original. A linha de tendência apresenta um coeficiente de determinação de 0,9999 e a sua equação é a seguinte:

$$Potência (rpm) = 2 \times 10^{-5} rpm^2 + 0,0935 rpm - 392,96 [W] \quad (4.6)$$

Por último, apresenta-se o gráfico 8 relativo ao consumo específico.

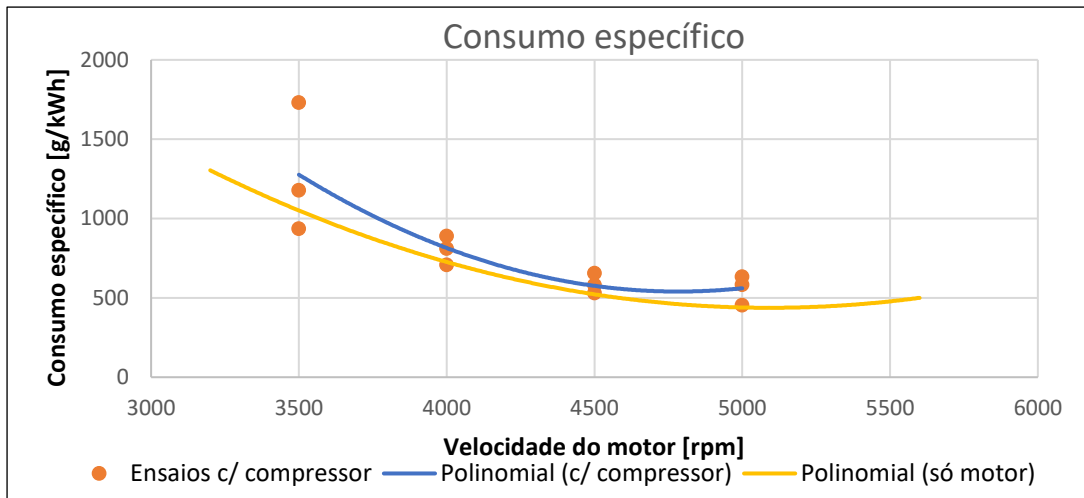


Gráfico 8 – Caracterização do consumo específico para o motor sobrealimentado.

O primeiro reparo a ser feito é relativamente ao afastamento significativo existente entre os valores obtidos nos 3 ensaios para as 3500 rpm. A esta rotação, as vibrações do motor são intensas, o que dificulta a leitura dos níveis de combustível na pipeta graduada. Deste modo, erros na recolha destes valores e uma vez que se está a trabalhar com massas muito pequenas (na ordem das décimas de grama), são uma causa bastante provável para este fenómeno.

Mais uma vez, os valores obtidos para os casos com e sem compressor são bastante semelhantes. No entanto, é importante realçar que o ponto de consumo específico mínimo se deslocou para a esquerda, ocorrendo agora a velocidades mais baixas (entre as 4500 e 5000 rpm). Para além disso, o seu valor encontra-se agora em torno das 500 g/kWh, um aumento de cerca de 100 g/kWh comparativamente ao caso em que não se usa compressor.

A distribuição de pontos no gráfico pode ser caracterizada por um polinómio de segundo grau. Este polinómio é definido pela equação (4.7).

$$SFC (rpm) = 0,0004 rpm^2 - 4,2758 rpm + 10767 [g/kWh] \quad (4.7)$$

Os ensaios para a velocidade de projeto do compressor, 16000 rpm, ainda foram realizados, no entanto, rapidamente se comprovou que neste regime não era possível aumentar a velocidade do motor para além das 4000 rpm. Por esta razão, não são apresentados resultados relativos ao desempenho do motor nestas condições.

Conclusões e trabalho futuro

Neste capítulo pretende-se sumarizar e nomear as principais conclusões retiradas ao longo deste trabalho.

Em primeira instância, é de realçar o facto de se ter concebido uma turbomáquina usando polímeros como principal material de construção e com recurso a impressão 3D. Este tipo de máquinas são vulgarmente construídos em alumínio ou aço, o que lhes confere maior robustez. No entanto, em quase 2 horas e meia de ensaios, nenhum dos componentes do compressor atingiu o ponto de rutura. Isto é de certa forma espantoso, uma vez que foram atingidas velocidades de rotação na ordem das 18000 rpm.

Através do ensaio de variação da velocidade do compressor mantendo o motor a uma velocidade constante, chegou-se à conclusão o binário máximo está em torno das 8000 rpm, cujo valor se aproxima bastante do valor obtido para o motor sem sobrealimentação. Isto pode indicar que a quantidade de ar fornecida pelo compressor às 8000 rpm é idêntica àquela que o motor aspira naturalmente à mesma velocidade. Abaixo das 8000 rpm o ar fornecido pelo compressor é insuficiente e o binário é ligeiramente menor, apesar de consistente. Acima das 8000 rpm, possivelmente o injetor não consegue introduzir combustível suficiente para a quantidade de ar que está a ser admitida pelo motor, resultando numa mistura ar/combustível pobre e no declínio rápido do binário do motor. Este fenómeno é corroborado pelo facto de às 8000 rpm o motor não conseguir ver a sua velocidade aumentada para além das 5000 rpm. Quando a velocidade do motor é aumentada para as 16000 rpm, a velocidade máxima do motor é reduzida para as 4000 rpm. Uma possível solução para este problema seria usar um calibre de injetor superior ao que é fornecido de fábrica.

Os ensaios realizados com o objetivo de determinar a pressão à saída do compressor foram um pouco decepcionantes, uma vez que a pressão estática máxima atingida se encontra na ordem dos 0,5 milibar. No entanto, é preciso ter em conta que a pressão dinâmica tem um peso importante no valor de pressão total e essa componente não é contabilizada neste trabalho. Para além disso, os valores obtidos só vêm reforçar que as perdas de carga que ocorrem em sistemas de pequenas dimensões assumem, de facto, um papel muito significativo. A qualidade do acabamento das superfícies está diretamente relacionada com a magnitude das perdas por fricção e tal pode estar na razão dos baixos valores obtidos para a pressão estática. Outra razão pode ser o espaçamento usado, 0,3 mm, que acaba por ser um pouco alto tendo em conta as ordens de grandeza com que se está a trabalhar, levando a perdas por vazamento de fluido. No entanto, para reduzir este parâmetro é necessário um

grau de precisão muito elevado na fabricação e montagem, pelo que não será uma opção muito viável.

Outro ponto importante de ser mencionado é o método usado para determinação dos consumos. Uma vez que a pipeta se encontrava na bancada de testes, a alta intensidade de vibrações sentida para determinadas velocidades, dificultava a leitura dos níveis de combustível. Isto traduz-se em erros na determinação do consumo específico, sendo estes erros ainda amplificados por se estar a trabalhar com massas na ordem da décima de grama.

Como qualquer trabalho, também neste existe muito espaço para melhoria, ainda para mais tratando-se de um tema pioneiro. Tendo esse objetivo em vista, abaixo sugerem-se alguns pontos de melhoria a serem implementados em trabalhos futuros.

- Testar injetores com calibre superior para contrariar o empobrecimento excessivo da mistura ar/combustível a velocidades mais altas no compressor e consequente perda em desempenho;
- Redesenhar o rotor e implementar diferentes geometrias, nomeadamente o uso de *backsweep* nas pás para aumentar a eficiência do conjunto;
- Simplificar o sistema de acionamento do compressor. Colocar o compressor a ser movido pela cambota do motor, assumindo desta forma a típica configuração de um sobrealimentador.

Bibliografia

- [1] A. F. El-Sayed, *Aircraft propulsion and gas turbine engines: Second edition*. 2017.
- [2] M. Hastbacka, J. Dieckmann, and A. Bouza, *Centrifugal compressors*, vol. 55, no. 2. 2003.
- [3] K. H. Lüdtke, *Process Centrifugal Compressors: Basics, Function, Operation, Design, Application*. 2004.
- [4] S. Dave, S. Shukla, and S. Jain, *Design and analysis of centrifugal compressor*. 2019.
- [5] C. Thamires Da Silva, “Introdução ao gerenciamento eletrônico dos motores de combustão interna ciclo Otto,” 2020. [Online]. Available: <https://www.embarcados.com.br/motores-de-combustao-interna-ciclo-otto/>. [Accessed: 30-Sep-2020].
- [6] V. V Kulkarni, T. R. Anil, and N. K. S. Rajan, “An Impeller Blade Analysis of Centrifugal Gas Compressor Using CFD,” *Int. J. Innov. Eng. Technol.*, vol. 217, no. 4, pp. 217–223, 2016.
- [7] F. Gui, T. R. Reinarts, R. P. Scaringe, and J. M. Gottschlich, “Design and experimental study of high-speed low-flow-rate centrifugal compressors,” *Proc. Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.*, vol. 3, pp. 35–41, 1995.
- [8] D. R. Pandey, D. Brondum, “Innovative , Small , High-Speed Centrifugal Compressor Technologies”, *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1358, 1996.
- [9] Xiaoyi Li, “Numerical Study Of A High-Speed Miniature Centrifugal Compressor,” *Electronic Theses and Dissertations*. 464, 2005.
- [10] L. Zhou, D. Acharya, J. Kapat, L. Chow, and N. Arakere, “Aerodynamics performance test of a high-speed miniature centrifugal compressor,” *Proc. Energy Sustain. Conf. 2007*, pp. 371–378, 2007.
- [11] D. Zhao, M. Dou, B. Blunier, and A. Miraoui, “Control of an ultra high speed centrifugal compressor for the air management of fuel cell systems,” *Conf. Rec. - IAS Annu. Meet. (IEEE Ind. Appl. Soc.)*, 2012.
- [12] M. V. Casey, D. Krähenbuhl, and C. Zwyssig, “The design of ultra-high-speed miniature centrifugal compressors,” *10th Eur. Conf. Turbomach. Fluid Dyn. Thermodyn. ETC 2013*, pp. 506–519, 2014.
- [13] A. H. Zahed and N. N. Bayom, “Design Procedure of Centrifugal Compressors,” vol. 10, no. 17, pp. 77–91, 2014.
- [14] P. A. Fadilah and D. F. Erawan, “Small centrifugal compressor performance trend prediction based on computational fluid dynamic,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1130, no. 1, 2018.
- [15] C. Xu and M. Müller, “Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute,” *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2005, no. 3, pp. 190–196, 2005.
- [16] X. Q. Zheng, J. Huenteler, M. Y. Yang, Y. J. Zhang, and T. Bamba, “Influence of the volute on the flow in a centrifugal compressor of a high-pressure ratio turbocharger,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 224, no. 8, pp. 1157–1169, 2010.

- [17] H. Mohtar, P. Chesse, D. Chalet, J. F. Heater, and A. Yammine, “Effet du diffuseur et de la volute sur la performance et la stabilité d’un compresseur centrifuge de suralimentation: Étude expérimentale,” *Oil Gas Sci. Technol.*, vol. 66, no. 5, pp. 779–790, 2011.
- [18] X. Zheng, L. Jin, and H. Tamaki, “Influence of volute-induced distortion on the performance of a high-pressure-ratio centrifugal compressor with a vaneless diffuser for turbocharger applications,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 228, no. 4, pp. 440–450, 2014.
- [19] S. Pakle and K. Jiang, “Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high speed turbomachinery,” *Propuls. Power Res.*, vol. 7, no. 1, pp. 19–29, 2018.
- [20] “Rolamentos rígidos de esferas.” [Online]. Available: <https://www.skf.com/pt/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>. [Accessed: 02-Oct-2020].
- [21] “HPC Gears.” [Online]. Available: <https://www.hpcgears.com/>. [Accessed: 02-Oct-2020].
- [22] “Timing belt lenght.” [Online]. Available: <https://shop.hpceurope.com/docTech/an/TechCourroiesCrantees.pdf>. [Accessed: 02-Oct-2020].
- [23] “Honda.” [Online]. Available: <https://engines.honda.com/models/model-detail/gx50#PTO>. [Accessed: 02-Oct-2020].
- [24] “Propeller Chart.” [Online]. Available: <http://www.coastalplanes.com/tools/propchart.htm>. [Accessed: 11-Jun-2020].
- [25] “Maximum propeller size for a 50 cc gas engine?” [Online]. Available: <https://www.rcgroups.com/forums/showthread.php?1791796-Maximum-propeller-size-for-a-50-cc-gas-engine>. [Accessed: 11-Jun-2020].
- [26] DegrawSt, “Arduino Scale With 5kg Load Cell and HX711 Amplifier.” [Online]. Available: <https://www.instructables.com/Arduino-Scale-With-5kg-Load-Cell-and-HX711-Amplifi/>. [Accessed: 02-Oct-2020].
- [27] J. M. A. Caleira and F. M. R. P. Brójo, “Controlo Eletrónico de um Motor Monocilíndrico,” Universidade da Beira Interior, 2018.

Apêndices

Apêndice A - Propriedades do ar consideradas

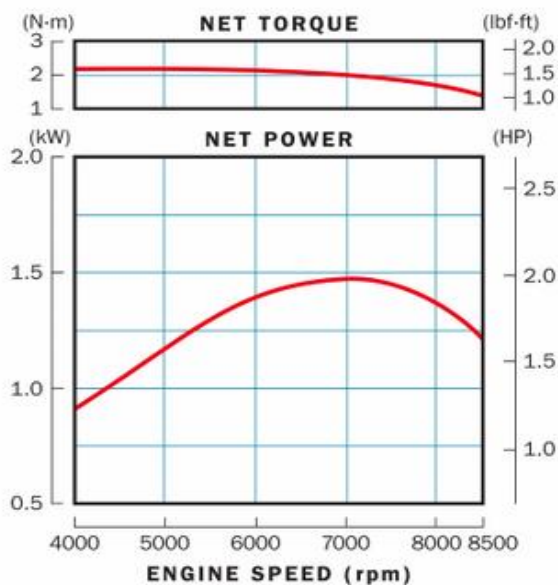
Tabela A. 1 – Propriedades do ar consideradas para efeitos de cálculo.

Propriedades do ar em condições de referência	
Massa específica a 700 m [kg/m ³]	1,145
Viscosidade dinâmica [Pa.s]	1,789*10 ⁻⁵
Calor específico a pressão constante [J/g.K]	1,006
Constante dos gases [J/kg.K]	287
γ	1,4
Condutividade térmica [W/m.K]	0,024

Apêndice B – Características gerais do motor Honda GX50

Tabela B. 1 – Especificações técnicas do motor Honda GX50 [23].

Tipo de motor	4 tempos, arrefecimento a ar, árvore de came acima da cabeça
Curso x diâmetro	43 mm x 33 mm
Cilindrada	47,9 cm ³
Potência máxima	2,0 hp (1.47 kW) @ 7000 rpm
Binário máximo	2,2 Nm @ 5500 rpm
Razão de compressão	8,0 : 1
Tipo de Carburador	Diafragma
Capacidade do reservatório de óleo	0,13 L
Tipo de combustível	Gasolina sem chumbo
Capacidade do reservatório de combustível	0,63 L
Massa seca	4,1 kg
Comprimento	199 mm
Largura	260 mm
Altura	263 mm



GX50

Figura B. 1 – Curvas de desempenho do motor Honda GX50 [23].

Apêndice C – Análise no *PropSelector*

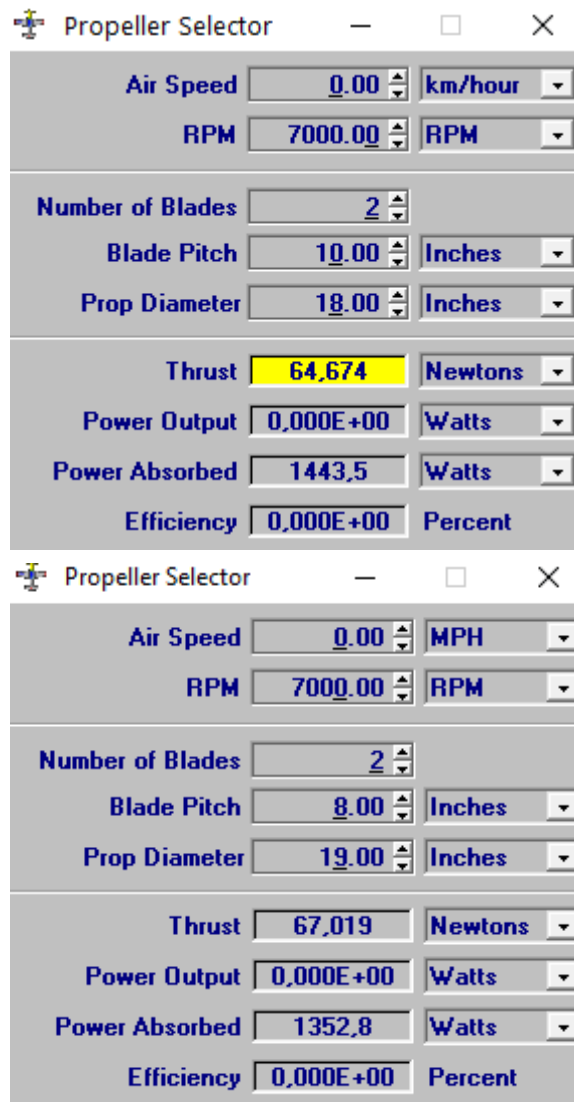


Figura C. 1 – Análise às hélices 18x10 e 19x8 em *PropSelector*.

Apêndice D – Fixação da célula de carga em pormenor

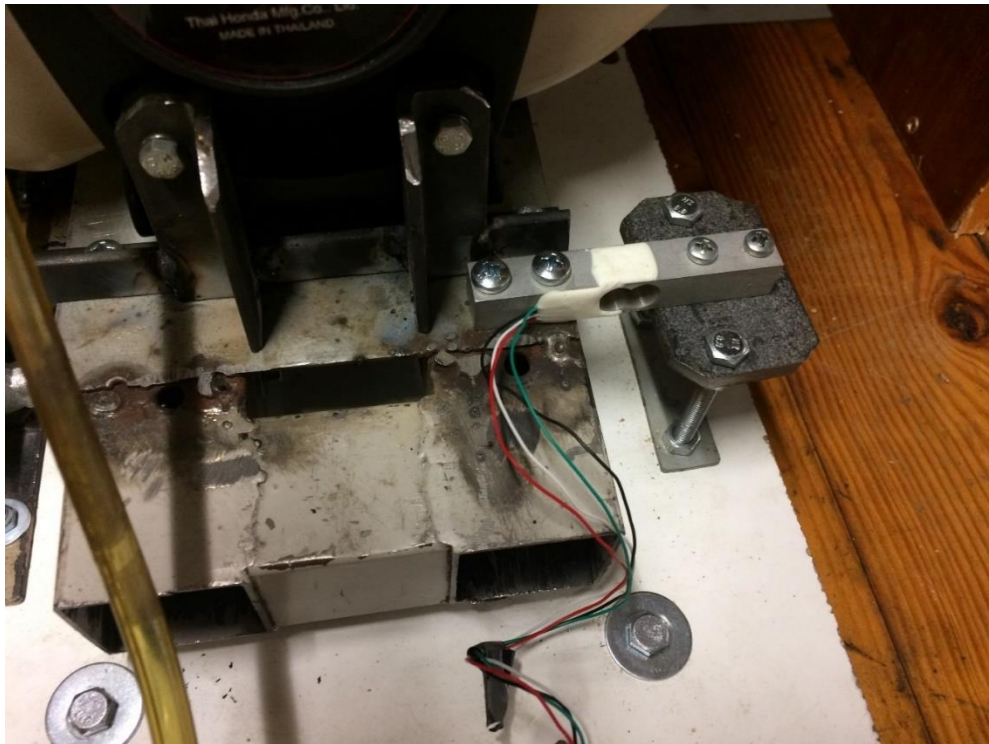


Figura D. 1 – Fixação da célula de carga em pormenor.

Apêndice E - Código para determinação do fator de calibração

```
#include "HX711.h"

#define DOUT 3
#define CLK 2

HX711 scale;

float calibration_factor = -143000;

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 F - Código para leitura dos valores de carga na célula

```
#include "HX711.h"

#define calibration_factor -143000

#define DOUT 3
#define CLK 2

HX711 scale;

void setup() {

  Serial.begin(9600);

  scale.begin(DOUT, CLK);
  scale.set_scale(calibration_factor);
  scale.tare(); //Assuming there is no weight on the scale at start up, reset the scale to 0

  Serial.println("CLEARDATA");
  Serial.println("LABEL,Date,Time,Timer,Force kgf");
}

void loop() {

  Serial.print("DATA,DATE,TIME,TIMER, ");
  Serial.println(scale.get_units(), 3); //scale.get_units() returns a float
  //Serial.print(" kg");

  delay(1000);
}
```

Apêndice G – Código para leitura de rpm's com sensor IR

```

#include <LiquidCrystal_I2C.h>

LiquidCrystal_I2C lcd(ox27,16,2); //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 = (60000000/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 H – Sistemas para determinação da velocidade do motor e compressor



Figura H. 1 - Tacômetro usado para determinar a velocidade do motor.

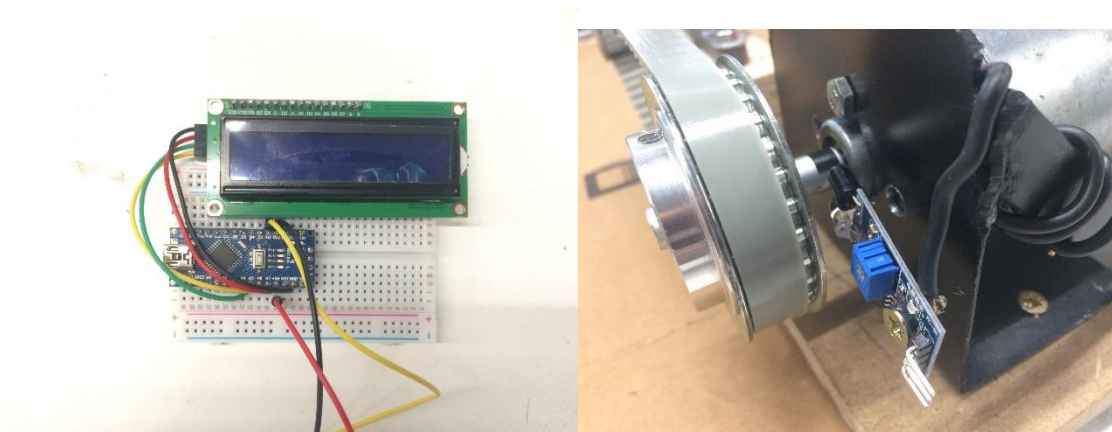


Figura H. 2 - Sistema concebido para determinar velocidade do compressor com sensor de infravermelhos.

Apêndice I – Sistema para determinação do consumo



Figura I. 1 – Sistema idealizado para determinação do consumo.

Apêndice J – Leitor de temperatura infravermelhos



Figura J. 1 – Medidor de temperatura.

Apêndice K – Instalações experimentais

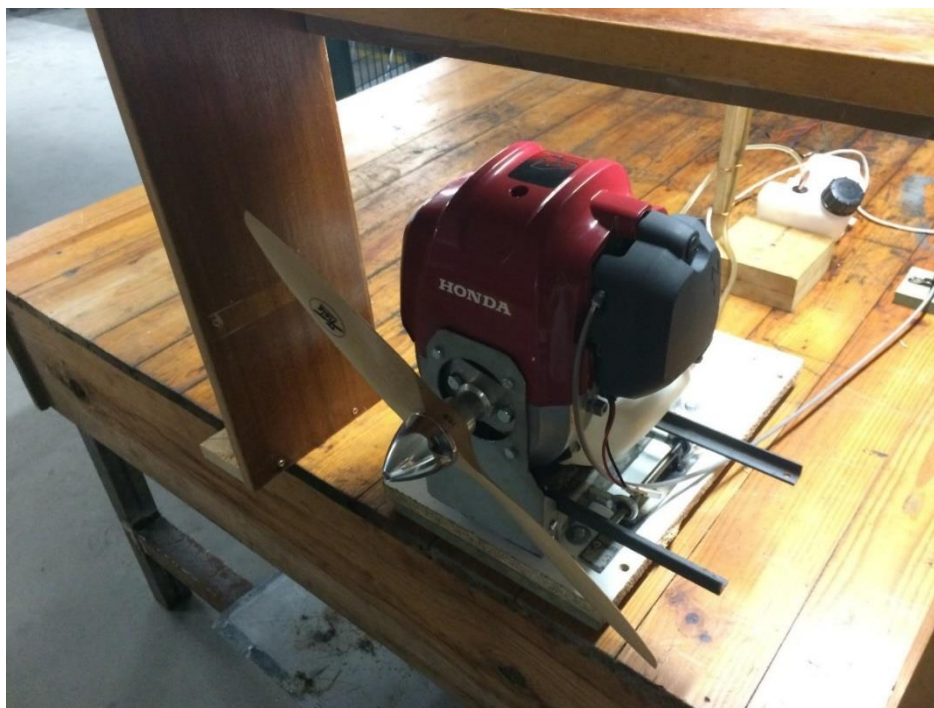


Figura K. 1 – Instalação experimental sem compressor.

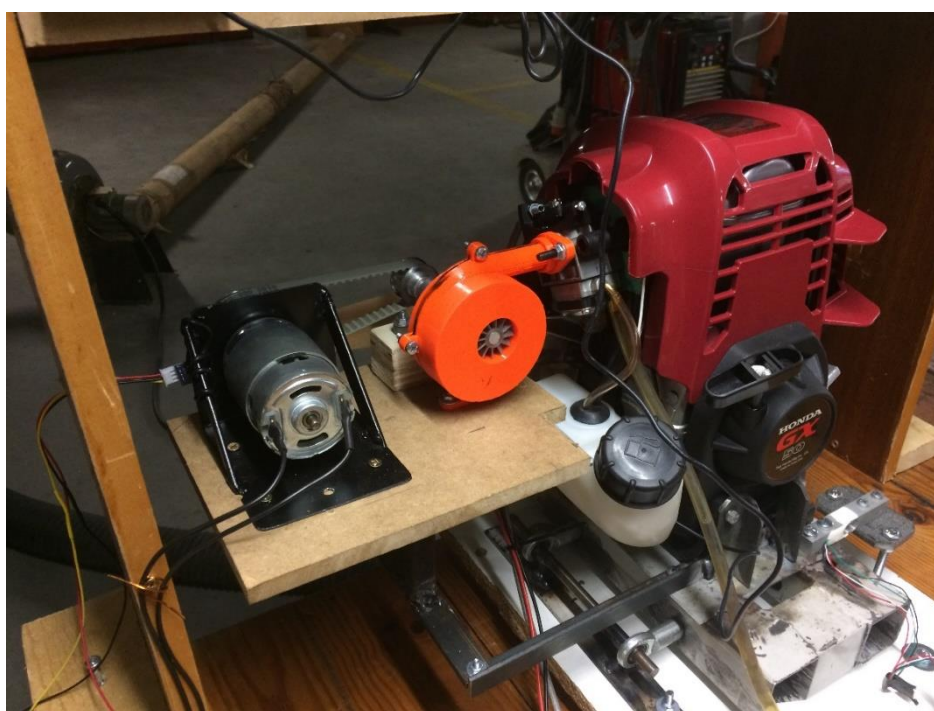


Figura K. 2 – Instalação experimental com compressor.

Apêndice L – Compressor centrífugo e respetiva montagem

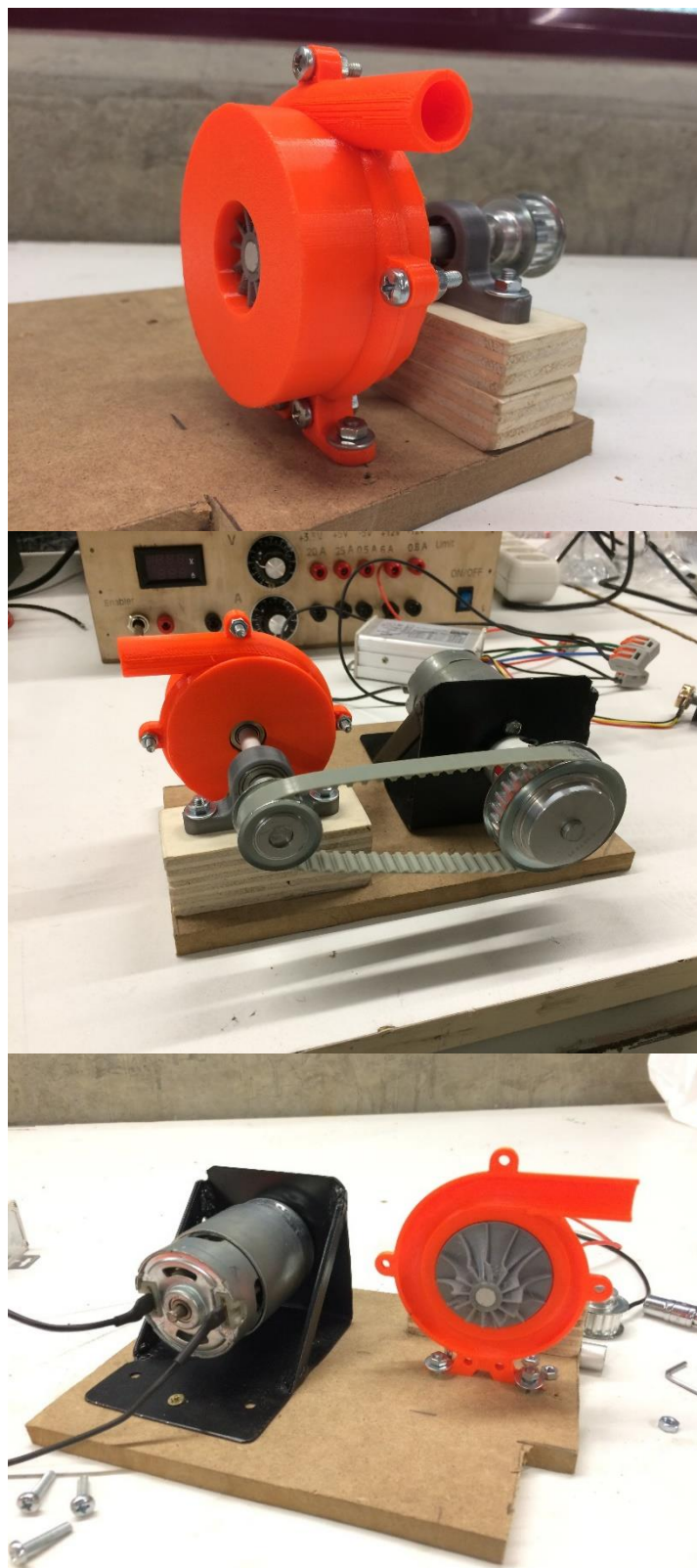


Figura L. 1 – Compressor centrífugo e respetiva montagem.

Apêndice M - Determinação da pressão estática à saída do compressor

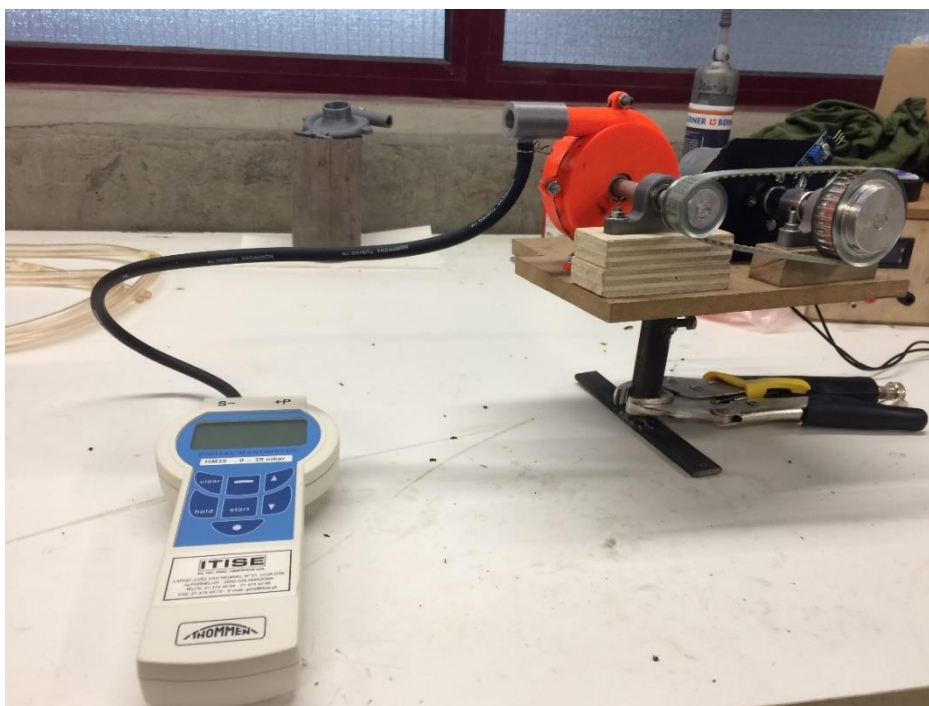


Figura M. 1 – Medidor de pressão e respectiva instalação.



Figura M. 2 – Tomada de pressão estática em pormenor.