Melhoria de eficiência de uma bomba centrífuga de água de norma EN733

Jorge Diogo Leite Fonseca

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Doutor Alexandre Silva Lopes

Orientador na EFAFLU: Eng. Tomás Pinheiro



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Setembro 2018

Resumo

Esta dissertação surgiu por proposta da EFAFLU cujo objetivo passou pela melhoria da eficiência de uma bomba centrífuga de água de norma EN733 através do desenvolvimento de dois novos impulsores. A intenção desta dissertação passou pelo desenvolvimento de um produto capaz de atingir os valores de eficiência mínima necessários para a sua comercialização e que o tornasse competitivo comparativamente com as referências do sector.

Foram abordados conceitos teóricos de forma a garantir uma base consolidada de conhecimento acerca da conceção de projetos hidráulicos. O desenvolvimento dos protótipos dos impulsores foi coadjuvado por um programa especializado de *design* de turbomáquinas, *CFTurbo*. Foram realizadas várias iterações e tentativas até se considerar que se obteve um projeto hidráulico relativamente sólido. O passo seguinte passou pela simulação dos ensaios hidráulicos, auxiliado pelo programa de mecânica de fluidos computacional, *TurbomachineryCFD*. Estas simulações são uma forma de prever os resultados dos ensaios hidráulicos obtidos laboratorialmente. De seguida foi usado o processo descrito num artigo científico que conjuga a simulação computacional com um método de otimização do produto de forma a maximizar o rendimento hidráulico dos novos impulsores.

Para a materialização dos novos impulsores, foi utilizado um processo de prototipagem rápida, extrusão de polímeros, FDM, para a sua impressão. De forma a ser exequível a sua utilização nos ensaios hidráulicos, foi necessário o fabrico de componentes complementares. Com os conjuntos dos novos impulsores montados, seguiu-se a montagem e realização dos ensaios no laboratório hidráulico da EFAFLU.

Os ensaios hidráulicos revelaram uma melhoria de cerca de três pontos percentuais na eficiência da bomba aliando a isso uma redução no consumo da potência requerida ao motor em cerca de 20%. Os resultados ficaram um pouco aquém do esperado, mas a melhoria de um impulsor é um processo iterativo, pelo que, com o conhecimento e experiência adquirida, se deveria reiniciar, o processo de conceção do projeto hidráulico.

Efficiency improvement of an EN733 standard centrifugal water pump

Abstract

This dissertation emerged in cooperation with EFAFLU whose main objective is to improve the efficiency of an EN733 standard water centrifugal pump by developing a new impeller. The main objective was to obtain the required minimum efficiency values required for its commercialization. The basis of this dissertation was to develop a product capable of achieving the minimum efficiency values required for its commercialization that would make it competitive compared to the brands of reference.

Theoretical concepts were approached in order to guarantee a consolidated basis of knowledge about the design of hydraulic projects. The development of impeller prototypes was aided by a specialized turbomachinery design program, CFTurbo. Several iterations and attempts were made until have a solid hydraulic design of the impeller. The next step was the simulation CFD of the hydraulic tests, aided by the Computation Fluid Dynamics program, TurbomachineryCFD. These simulations are a way to predict the results of the laboratory tests. Next, the process described in a scientific article was used, combining computational simulation with a optimizantion method in order to maximize the hydraulic efficiency of the new impellers.

For the materialization of the new impellers, a process of rapid prototyping, FDM, Fused Deposition Modeling, was used for its 3D printing. In order to be feasible for hydraulic tests, it was necessary to manufacture complementary components. With the new impellers and components assembled, the next step was the tests in EFAFLU hydraulic laboratory.

Hydraulic tests revealed an improvement of about three percentage points in eficiency combining a reduction in the power consumption by about 20%.

The results were slightly lower than expected, but the improvement of an impeller is an iterative process, so, with the knowledge and experience gained, the hydraulic design process should be restarted in another iteration.

Agradecimentos

Em primeiro lugar um agradecimento especial à empresa EFAFLU - Bombas e Ventiladores S.A. pela oportunidade de permitir o meu primeiro contacto na área da Engenharia Mecânica, realizando esta dissertação na sua estrutura e instalações.

Ao Doutor Alexandre Silva Lopes, pela sua orientação, disponibilidade, apoio, conselhos e crítica construtiva que estiveram presentes no decorrer deste projeto.

Ao engenheiro Tomás Pinheiro por todo a compreensão e infindável paciência que um projeto destes requer e pelo contínuo apoio que foi indubitavelmente decisivo à realização desta dissertação.

Ao engenheiro Radek Maca, programador do *software* TCFD pelas recomendações, disponibilidade, ajuda e também paciência na assimilação e compreensão do programa.

À minha família e amigos, pelo apoio e encorajamento ao longo destes anos de faculdade.

Índice de Conteúdos

1 Introdução 1
1.1 Enquadramento do projeto 1
1.2 Descrição da empresa e principais produtos 1
1.3 Motivações e objetivos 2
1.4 Estrutura da dissertação 3

2 Estado da arte 4
2.1 Conceitos base 4
2.2 Bombas centrífugas 4
2.2.1 Princípio de funcionamento e aplicações 4
2.2.2 Componentes hidráulicos 5
2.2.3 Teoria das bombas 8
2.2.3.1 Velocidade específica 8
2.2.3.2 Triângulo de velocidades 9
2.2.3.3 Equação de Euler 12
2.2.3.4 Leis de semelhança ou lei da afinidade 14
2.2.4 Perdas de carga e eficiências 15
2.2.5 Eficiência global 20
2.2.6 Cavitação e NPSH 21
2.3 Simulação computacional CFD 22
2.3.1 Fundamentos de turbulência 22

3 Definição dos requisitos do projeto 25
3.1 Referências normativas 25
3.2 Análise da bomba atual 29
3.3 Análise das bombas da concorrência 32
3.4 Definição de objetivos 36

4 Desenvolvimento do projeto 39
4.1 Principais dimensões de um impulsor 39
4.2 Modelação em CFTurbo CAD 44
4.3 Implementação no *Turbomachinery CFD* 50
4.4 Otimização do desempenho baseada no método de Taguchi e simulação numérica 55

5 Desenvolvimento do protótipo 68
5.1 Prototipagem rápida na EFAFLU 68
5.2 Preparação da impressão 3D dos protótipos 69
5.3 Impressão 3D dos protótipos 71
5.4 Componentes adjacentes ao protótipo 74

6 Ensaios hidráulicos 77
6.1 Introdução 77
6.2 Preparação dos ensaios laboratoriais 79
6.3 Resultados 81

7 Conclusões e perspetivas de trabalho futuro 97

Referências 99

ANEXO A: Relatório *CFTurbo* da bomba com impulsor de 6 penas 100

Nomenclatura

Acrónimos

BEP	*Best efficiency point*
CAD	*Computer aided design*
CAE	*Computer aided engineering*
CFD	*Computational fluid Dynamics*
CNC	Comando numérico computorizado
DN	Diâmetro Nominal
FDM	*Fused deposition modeling*
ISO	*International organization of standardization*
LE	Bordo de ataque (*Leading edge*)
MEI	*Minimum efficiency index*
NPSH	*Net positive suction head*
PLA	Ácido Poliláctico
PN	Pressão Nominal
PR	Prototipagem rápida
STL	*Stereo lithography*
TCFD	*TurbomachineryCFD*
TE	Bordo de fuga (*Trailing edge*)

Símbolos romanos

A	Área
H	Altura manométrica
H_0	*Shut-off* (Q=0)
N_q	Velocidade específica
P	Potência
P_1	Potência absorvida à rede
P_2	Potência requerida pela bomba ao motor
T	Binário
Q	Caudal volúmico
Re	Número de Reynolds
Y	Trabalho específico

b	Largura
c	Velocidade absoluta
d	Diâmetro
d_n	Diâmetro nominal do impulsor
e	Espessura da pena
g	Aceleração da gravidade
$\dot{m}$	Caudal mássico
n	Velocidade de rotação do motor
p	Pressão
t	Tempo
r	Raio
u	Velocidade tangencial ou periférica
w	Velocidade relativa
y^+	Distância à parede da tubagem do escoamento
z	Número de penas

Símbolos gregos

α	Ângulo entre o vetor da velocidade absoluta e o sentido negativo da velocidade tangencial ou ângulo de ataque
β	Ângulo entre o vetor da velocidade relativa e o sentido negativo da velocidade tangencial
η_h	Eficiência hidráulica
η_m	Eficiência mecânica
η_v	Eficiência volumétrica
ω	Velocidade angular
Ψ	Coeficiente de pressão
ρ	Massa volúmica

Índices e expoentes

B	Relativo ao ângulo da pena
H	Hidráulico
La	Relativo ao impulsor
SS	*Suction side*
m	Componente meridional da velocidade

max	Relativo ao ponto máximo
opt	Relativo ao ponto de melhor eficiência
ref	Valor de referência
th	Condições de caudal teórico (desprezando as perdas)
u	Componente tangencial da velocidade
w	Veio
1	Entrada do impulsor
2	Saída do impulsor

Lista de figuras

Figura 1. Logotipo da EFAFLU - Bombas e Ventiladores, S.A. (EFAFLU, 2017) 1
Figura 2. Vista geral da EFAFLU (EFAFLU, 2018) 2
Figura 3. Bomba centrífuga (Gülich, 2008) 5
Figura 4. Componentes de uma bomba centrífuga (Efaflu, 2017) 5
Figura 5. Plano meridional e vista de topo do impulsor (Gülich, 2008) 6
Figura 6. Impulsor radial, semi-axial e axial (Jacobsen, 2008) 7
Figura 7. Componentes do corpo da voluta (Jacobsen, 2008) 8
Figura 8. Tipos de impulsor de acordo com a sua velocidade específica (Gülich, 2008) 9
Figura 9. Representação dos vetores velocidade num impulsor (Gülich, 2008) 9
Figura 10. Representação dos triângulos de velocidades à saída e à entrada do impulsor (Gülich, 2008) 10
Figura 11. Componentes das velocidades meridional e tangencial (Jacobsen, 2009) 10
Figura 12. Representação das dimensões à entrada e saída do impulsor (Gülich, 2008) 11
Figura 13. (a) Triângulo de velocidades à entrada (b) Triângulo de velocidades à saída 12
Figura 14. Triângulo de velocidades da bomba projetada no CFTurbo 12
Figura 15. (a) Vetores de velocidade (b) Volume de controlo (Gülich, 2008) 12
Figura 16. Equação de Euler e correspondente triângulo de velocidades 14
Figura 17. Perdas que afetam H (Jacobsen, 2008) 15
Figura 18. Perdas que afetam P_2 (Jacobsen, 2008) 16
Figura 19. Influência das perdas na eficiência (Jacobsen, 2008) 17
Figura 20. Balanço de potências numa bomba (Gülich, 2008) 17
Figura 21. Eficiências hidráulicas de bombas centrífugas função das velocidades específicas e caudais (Gülich, 2008) 18
Figura 22. Perdas por fricção função da velocidade específica (Gülich, 2008) 19
Figura 23. Perdas de carga axial por atrito (Gülich, 2008) 19
Figura 24. Eficiência global função de velocidade específica e caudal (Gülich, 2008) 20
Figura 25. Impulsor danificado por cavitação (Klasbärbel, 2005) 22
Figura 26. Dimensões da bomba segundo EN733 26
Figura 27. Índice de eficiência mínima e correspondentes valores de C 27
Figura 28. Eficiência mínima exigida pelo MEI=0.7 para 1450rpm 27
Figura 29. Eficiência mínima exigida pelo MEI=0.7 para 2900rpm 28
Figura 30. Representação 3D de montagem de bomba e tubagem 29
Figura 31. Bomba NNJ normalizada (EFAFLU, 2017) 30

Figura 32. Curvas características das bombas da gama NNJ quando acopladas a um motor de 2900rpm (EFAFLU, 2017) 30
Figura 33. Curva característica da NNJ 32-200 atual acoplada a um motor de 2900rpm (EFAFLU, 2017) 31
Figura 34. Curva característica da NNJ 32-200 atual acoplada a um motor de 1450 rpm (EFAFLU, 2017) 31
Figura 35. Curvas características da bomba NNJ e da concorrência 33
Figura 36. Gráfico Q-P_2 da NNJ e concorrência 33
Figura 37. Gráfico Q-H comparando a NNJ e a Etanorm 34
Figura 38. Gráfico Q-P_h comparando a NNJ e a *Etanorm* 35
Figura 39. Gráfico Q-P_2 comparando a NNJ e a *Etanorm* 35
Figura 40. Gráfico Q-Eficiência comparando a NNJ e a *Etanorm* 36
Figura 41. Curva Q-H desejada da nova bomba 37
Figura 42. Curva Q-P_2 desejada da nova bomba 37
Figura 43. Processo completo do desenvolvimento de uma bomba (CFTurbo GmbH, 2017) 39
Figura 44. Principais parâmetros do projeto de um impulsor 40
Figura 45. Valores do coeficiente de pressão (Gullich, 2008) 41
Figura 46. Largura de saída do impulsor função da velocidade especifica 43
Figura 47. Dados iniciais implementados no *CFTurbo* 45
Figura 48. Principais dimensões do impulsor 45
Figura 49. Plano meridional do impulsor 46
Figura 50. Número de penas do impulsor e ângulos das penas 46
Figura 51. Novo impulsor sem o *shroud* 47
Figura 52. Nova bomba com todos os seus elementos 47
Figura 53. Modelo 2D da bomba pronta a ser exportada para o CFD 48
Figura 54. Previsão 3D do projeto 48
Figura 55. Impulsor com os vetores velocidades 49
Figura 56. Bordo de ataque e bordo de fuga e área de passagem das penas 49
Figura 57. Etapas de uma simulação CFD 50
Figura 58. Ambiente gráfico inicial do TCFD 51
Figura 59. Dados do método de turbulência usado no TCFD 51
Figura 60. Controlos de simulação do TCFD 52
Figura 61. Gráfico dos resíduos por iteração 53
Figura 62. Final da simulação com o gráfico com a convergência dos resíduos 53
Figura 63. Variação de pressão no impulsor 54
Figura 64. Variação de pressão na bomba 54
Figura 65. Variação de pressão com a bomba vista em corte 54
Figura 66. Variação da pressão na voluta 55
Figura 67. Variação de pressão na bomba visto em várias perspetivas 55
Figura 68. Curva característica Q-H das bombas com os novos impulsores 64

Figura 69. Curva característica Q-Eficiência das bombas com os novos impulsores 64
Figura 70. Curva característica Q-P_2 das bombas com os novos impulsores 65
Figura 71. Curva característica Q-H das bombas com impulsor com 6 penas 65
Figura 72. Curva característica Q-H das bombas com impulsor com 5 penas 66
Figura 73. Comparação da curva Q-H 66
Figura 74. Comparação da curva Q-Eficiência 67
Figura 75. Impressora 3D 68
Figura 76. Constituição de uma impressora 3D Systems (Abreu, 2015) 69
Figura 77. Disposição do material de construção na mesa de trabalho 70
Figura 78. Predefinições e configurações da impressão 3D 70
Figura 79. Conjugação dos dois materiais na prototipagem 71
Figura 80. Massa e tempo estimado da produção do protótipo 71
Figura 81. Resultado final da impressão do impulsor com 5 penas 72
Figura 82. Verificação dos pesos dos impulsores 73
Figura 83. Protótipo do impulsor com 5 penas 73
Figura 84. Acoplamento no torno mecânico 75
Figura 85. Máquina CNC 75
Figura 86. Desenho CAD do cubo do impulsor 76
Figura 87. Bomba com o novo impulsor vista em corte 76
Figura 88. Especificações do tanque do laboratório 77
Figura 89. Laboratório Efaflu 78
Figura 90. Ordem de fabrico dos acoplamentos 78
Figura 91. Ensaio hidráulico com dinamómetro 79
Figura 92. Caudalímetro e o seu display 79
Figura 93. Tubagens utilizadas nos ensaios 80
Figura 94. Quadro elétrico do laboratório 81
Figura 95. Dados recolhidos de um ensaio hidráulico realizado 81
Figura 96. Dados recolhidos do ensaio da bomba com impulsor original a 2900 rpm sem dinamómetro 82
Figura 97. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm sem dinamómetro 82
Figura 98. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm sem dinamómetro 83
Figura 99. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm sem dinamómetro 83
Figura 100. Dados recolhidos do ensaio da bomba com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro 84
Figura 101. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro 84
Figura 102. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro 85

Figura 103. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro 85

Figura 104. Dados recolhidos do ensaio da bomba com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro 86

Figura 105. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro 87

Figura 106. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro..... 87

Figura 107. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro 88

Figura 108. Dados recolhidos do ensaio da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro 88

Figura 109. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro..... 89

Figura 110. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro..... 89

Figura 111. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro..... 90

Figura 112. Dados recolhidos do ensaio da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro 90

Figura 113. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro..... 91

Figura 114. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro..... 91

Figura 115. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro..... 92

Figura 116. Curva característica Q-H dos ensaios hidráulicos às bombas a 1450 rpm..... 92

Figura 117. Curva característica Q-Eficiência dos ensaios hidráulicos às bombas a 1450 rpm 93

Figura 118. Curva característica Q-P_2 dos ensaios hidráulicos às bombas a 1450 rpm 93

Figura 119. Curva característica *Q-H* final de projeto 95

Figura 120. Curva característica *Q-Eficiência* final de projeto..... 96

Figura 121. Curva característica Q-P_2 final de projeto..... 96

Lista de Tabelas

Tabela 1. Tipo de perdas 16
Tabela 2. Ponto de trabalho nominal e principais dimensões 25
Tabela 3. Eficiência mínima requerida para a bomba atual 32
Tabela 4. Comparação dos principais parâmetros das bombas da concorrência 34
Tabela 5. Comparação entre a bomba objetivo e a bomba atual 38
Tabela 6. Eficiência mínima requerida da bomba projetada 38
Tabela 7. Parametrização do impulsor e da voluta (dimensões em mm) 56
Tabela 8. Conjunto de bombas objeto de estudo do método de otimização ortogonal 57
Tabela 9. Resultados do software CFTurbo 58
Tabela 10. Método de otimização ortogonal segundo o CFTurbo relativo à eficiência 58
Tabela 11. Método de otimização ortogonal tendo em conta o CFTurbo relativo à altura manométrica 59
Tabela 12. Resultados CFD das simulações efetuadas 60
Tabela 13. Método de otimização ortogonal tendo em conta o TCFD relativo à eficiência 61
Tabela 14. Método de otimização ortogonal tendo em conta o TCFD relativo à altura manométrica .. 61
Tabela 15. Comparação de parâmetros do impulsor atual com os novos projetados 62
Tabela 16. Resultados com os novos impulsores no CFTurbo 62
Tabela 17. Resultados com o novo impulsor de 6 penas no Turbomachinery CFD 63
Tabela 18. Resultados com o novo impulsor de 5 penas no Turbomachinery CFD 63
Tabela 19. Escolha de parâmetros para os dois tipos de materiais 72
Tabela 20. Condições do ensaio hidráulico da bomba original a 2900 rpm sem dinamómetro 82
Tabela 21. Condições do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro 84
Tabela 22. Condições do ensaio hidráulico com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro 86
Tabela 23. Condições do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro 88
Tabela 24. Condições do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro 90
Tabela 25. Comparação do N_q dos programas utilizados com o ensaio hidráulico 94
Tabela 26. Novos valores do MEI segundo os dados dos ensaios hidráulicos 94

1 Introdução

1.1 Enquadramento do projeto

O crescente mercado mundial de bombas industriais movimentou em 2006 cerca de trinta mil milhões de dólares e, apenas passados 10 anos, esse valor atingiu os quarenta e nove mil milhões. (Pumps World Markets, Macllvaine Company).

Segundo estudos recentes da FAO, agência das Nações Unidas para agricultura e alimentação, dentro de 20 anos cerca de dois terços da população mundial enfrentarão problemas relacionados com escassez de água. Esta alarmante projeção, por outro lado, resultará num crescimento do mercado de bombas, em função, maioritariamente, da necessidade de captar e transportar água limpa por longas distâncias, até aos consumidores. O crescimento mundial do consumo de energia faz que aumente o seu custo e que as entidades internacionais exijam metas aos fabricantes de turbomáquinas, no que se refere à melhoria da eficiência energética dos seus produtos.

A EFAFLU – Bombas e Ventiladores, S.A. é regida pelo certificado de qualidade de norma ISO 9001:2008 e tem uma vasta gama de bombas no seu catálogo. Com os requisitos europeus de eficiência energética cada vez mais exigentes, a EFAFLU procura continuar a otimizar os seus produtos com o objetivo de os superar. Está previsto para 2020 um novo regulamento com novas exigências acerca da eficiência mínima requerida. Torna-se assim de grande importância e urgência o estudo e a melhoria da eficiência das gamas de bombas de forma a conseguir competir com as grandes empresas mundiais, conseguindo assim oferecer um melhor produto aos seus clientes e a estar na vanguarda da manufaturação de bombas.



Figura 1. Logotipo da EFAFLU - Bombas e Ventiladores, S.A. (EFAFLU, 2017)

1.2 Descrição da empresa e principais produtos

A EFAFLU – Bombas e Ventiladores, S.A. é uma empresa portuguesa fundada em 1946, integralmente vocacionada para o desenvolvimento, produção, comercialização, apoio técnico e serviços após-venda de bombas, sistemas de bombagem e ventiladores. Os seus produtos são distribuídos em todo o país e no estrangeiro através de parceiros especializados e qualificados.

A sede social, plataforma logística, serviço ao cliente, serviço pós-venda e centro de I&D estão localizados na Póvoa de Varzim, onde trabalham um total de 70 pessoas. Possui também uma delegação em Lisboa, que facilita a distribuição tanto a nível nacional como para exportação.

O desenvolvimento dos produtos está entregue a um centro de I&D constituído por engenheiros que trabalham na conceção, desenvolvimento e projeto do produto. Esses mesmos engenheiros têm à sua disposição vários *softwares* de apoio, bem como diferentes laboratórios onde todos os dias se realizam ensaios.

A EFAFLU tem uma vasta rede qualificada de parceiros a nível de fundição, fabricação mecânica e fornecedores de componentes que garantem a produção da vasta gama de produtos, também possui a flexibilidade necessária ao fabrico e desenvolvimento por medida. A maquinagem, soldadura, equilibragem, montagem e ensaios são tarefas realizadas na própria fábrica, permitindo o controlo de qualidade dos seus produtos. Tem um volume de negócios anual no valor de 6 500 000€.

A manutenção e assistência ao cliente, tanto no aconselhamento técnico como na seleção de equipamentos, é garantida por uma equipa de apoio técnico e comercial. O seguimento de encomendas e expedições estão asseguradas pelo serviço ao cliente. A EFAFLU tem como clientes de referência a Galp Energia, EFACEC, EDP, Metro do Porto e de Lisboa, BP, entre outros. Tem participado em vários projetos como centro comerciais, túneis e ETAR por todo o país e no estrangeiro.



Figura 2. Vista geral da EFAFLU (EFAFLU, 2018)

1.3 Motivações e objetivos

Como referido no enquadramento do projeto, existe a motivação da própria empresa em estar na vanguarda do desenvolvimento dos seus produtos e assim conseguir competir com os grandes fabricantes mundiais de bombas. O objetivo deste projeto passa por desenvolver um produto que seja competitivo para que a empresa continue a crescer e que seja cada vez mais preponderante tanto a nível nacional como internacional. Falando a um nível mais técnico, o objetivo passa, primeiro, por conseguir superar a eficiência mínima requerida pelo regulamento entrado em vigor em 2015, mas também ser ambicioso ao ponto de tentar melhorar o máximo que se consiga, de forma a salvaguardar o aumento requerido pelo regulamento que pode eventualmente entrar em vigor em 2020 e também para proporcionar ao cliente um produto com uma melhor eficiência e também não descurando a parte ambiental, tendo em atenção o gasto energético adjacente à bomba. Esta melhoria permitirá também obter um produto economicamente mais competitivo, uma vez que uma melhoria de eficiência se traduz na utilização de motores elétricos menos potentes e, consequentemente, mais económicos para o cliente final.

1.4 Estrutura da dissertação

A presente dissertação é dividida por sete capítulos, incluindo esta introdução, a sua estrutura reflete as etapas do desenvolvimento dos dois protótipos.

No segundo capítulo descreve-se o estado da arte, ou seja, uma breve fundamentação teórica de todos os assuntos abordados de forma a facilitar a compreensão do desenvolvimento do projeto.

O terceiro capítulo é composto pelos requisitos do projeto, por outras palavras, uma análise da bomba atual e das bombas da concorrência e a definição dos objetivos do projeto. O projeto realmente em si está descrito no capítulo quatro, onde se introduz os programas utilizados (*CFTurbo* e *TurbomachineryCFD*) no desenvolvimento da nova bomba. Descreve-se igualmente o método de otimização utilizado para tratar os dados obtidos nas simulações CFD, conjugando as variáveis do projeto por forma a encontrar a solução ótima.

Seguidamente, o quinto capítulo é composto pelo desenvolvimento do protótipo. Nesse desenvolvimento inserem-se os complementos adjacentes que tornam o impulsor funcional, bem como uma breve introdução à prototipagem rápida e por fim à impressão 3D do protótipo.

No sexto capítulo refere-se à parte laboratorial dos ensaios hidráulicos onde se aborda toda a preparação envolvente e o culminar do projeto hidráulico com os resultados dos mesmos. No sétimo e último capítulo são apresentadas as conclusões e perspetivas de trabalhos futuros.

2 Estado da arte

Neste capítulo aborda-se todos os conceitos teóricos necessários para desenvolver a melhoria da eficiência de uma bomba centrífuga normalizada. Primeiramente abordou-se alguns conceitos básicos sobre escoamentos. De seguida faz-se uma introdução às bombas centrífugas bem como o seu princípio de funcionamento e os seus principais componentes. Por último abordou-se de uma forma sucinta a simulação computacional, CFD, *Computational Fluid Dynamics,* ou em português, Mecânica de Fluidos Computacional.

2.1 Conceitos base

Um estudo preliminar do escoamento de água numa bomba centrífuga permite estabelecer uma série de fundamentos que podem ser usados desde já para simplificar a análise do mesmo neste trabalho:

- Regime turbulento: quando as partículas se movem em todas as direções com velocidades variáveis, em direção e grandeza, de um ponto para o outro e, no mesmo ponto, de um momento para o outro;
- Regime permanente e uniforme: estatisticamente, as propriedades em cada ponto não variam com o tempo e numa dada secção, o perfil de velocidades não depende da distância à parede, respetivamente;
- Incompressibilidade: a densidade da água é considerada constante e não há variação de volume no sistema.

Todos as exposições matemáticas e princípios abordados nesta dissertação terão em consideração os fundamentos acima enunciados (Mattos e Falco, 1998).

2.2 Bombas centrífugas

A bomba centrífuga foi criada em 1689 pelo físico francês Denis Papin e é o tipo de bomba mais utilizada em todo o mundo. O seu princípio de funcionamento foi meticulosamente estudado, desenvolvido e testado o que a torna viável, eficaz e relativamente barata de se produzir e comercializar (Ghirdar e Moniz, 2005).

O seu desempenho é um compromisso entre velocidade de rotação, caudal debitado, aumento de pressão alcançado, potência absorvida, eficiência e NPSH (*Net Positive Suction Head*) (Gülich, 2008).

2.2.1 Princípio de funcionamento e aplicações

As bombas centrífugas são turbomáquinas usadas no transporte de fluidos, que geram um aumento de pressão desde a entrada do impulsor até à saída da voluta. Esta diferença de pressão deve-se à transferência de energia mecânica do motor acoplado para o fluido durante a rotação do impulsor que, por sua vez, permite que o escoamento seja promovido do centro do impulsor para a periferia, ao longo das penas. Consequentemente, a força centrífuga aumenta a velocidade do fluido na direção da periferia do impulsor até à saída das penas, onde a energia cinética é transformada em pressão. De seguida, ao entrar na voluta, a velocidade do fluido diminui, devido ao progressivo aumento de área (Gülich, 2008).

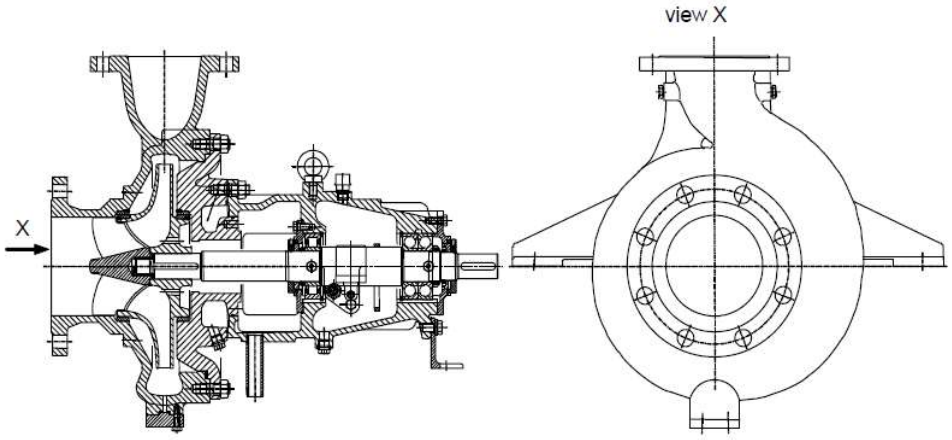


Figura 3. Bomba centrífuga (Gülich, 2008)

2.2.2 Componentes hidráulicos

Os principais componentes hidráulicos são comuns à maior parte das bombas centrífugas e designam-se desta forma pois, efetivamente, estão em contacto com o fluido (Stepanoff, 1957). Na figura 4 estão representados os componentes essenciais de uma bomba centrífuga de estágio simples.

A bomba centrífuga é composta por:

- Carcaça, neste caso em forma de voluta (*casing*);
- Chumaceira (*bearing housing*);
- Veio principal (*pump shaft*);
- Impulsor (*impeller*).

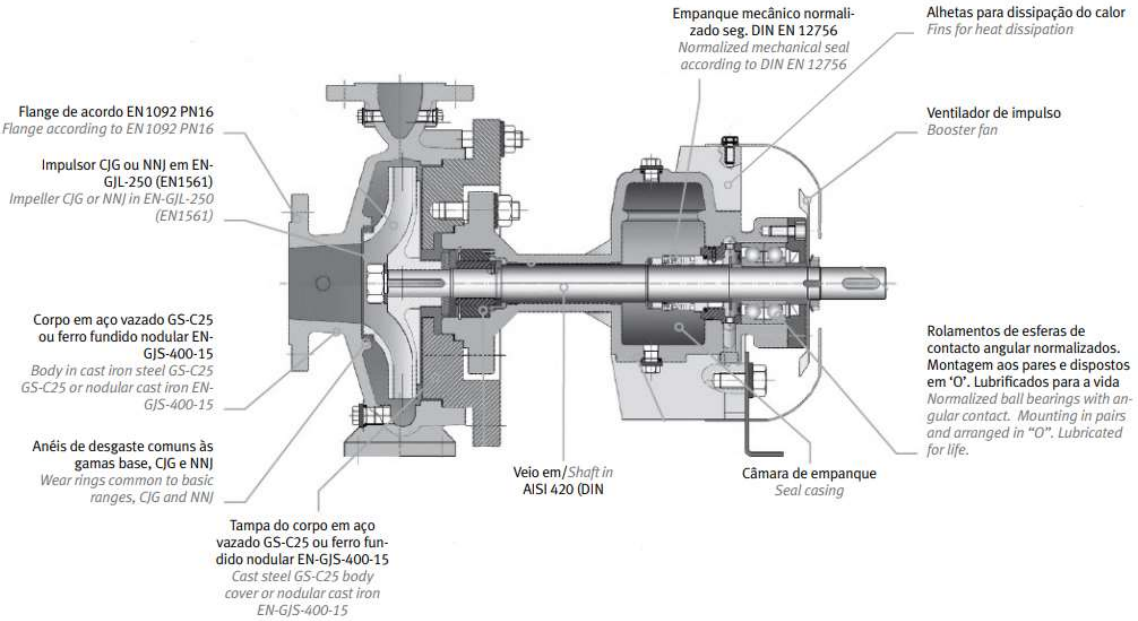


Figura 4. Componentes de uma bomba centrífuga (Efaflu, 2017)

O fluido entra no bocal de sucção, na zona central do impulsor radial – acoplado ao veio que é acionado pelo motor – e recebe a energia necessária para ser transportado e acelerado na direção centrífuga. Quando sai do impulsor, é desacelerado na voluta, através do aumento progressivo de área, a fim de transformar a maior quantidade de energia cinética possível à saída do impulsor para aumentar a pressão estática (Gülich, 2008).

O empanque, vedante do veio, impede fugas de fluido para a chumaceira ou para o ambiente exterior. Normalmente, o impulsor e a voluta estão separados por um vedante estático ou um *O'ring*, para prevenir que o fluido retorne da saída do impulsor para o bocal de sucção, evitando assim o máximo de perdas hidráulicas. Um segundo vedante é, por vezes, aplicado na proteção posterior do impulsor, para contrabalançar as forças axiais que atuam nos pratos frontal e posterior do impulsor.

O impulsor é, normalmente, constituído por:

- Veio central (*shaft*);
- Prato posterior (*hub*);
- Penas ou lâminas (*blades*);
- Prato frontal (*shroud*).

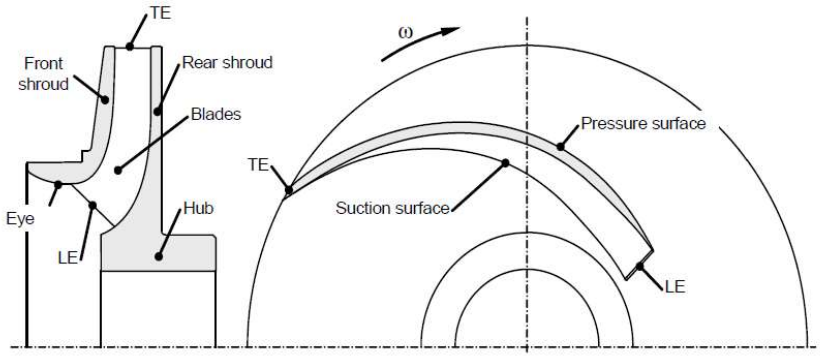


Figura 5. Plano meridional e vista de topo do impulsor (Gülich, 2008)

Onde o LE é o bordo de ataque e o TE é o bordo de fuga das penas. As penas do impulsor, em rotação, transferem energia para o fluido, aumentando assim a sua velocidade enquanto é sugado para o centro do impulsor e, respeitando o princípio de conservação de massa, percorre os canais formados pelas lâminas do impulsor rumo à periferia.

A conceção do impulsor depende dos requisitos de pressão, altura manométrica, caudal e da sua aplicação. O impulsor é o componente principal na determinação do desempenho de uma bomba centrífuga, sendo possível criar variantes de uma bomba modificando apenas este componente.

Num impulsor radial, existe uma diferença significativa entre o diâmetro de entrada e o de saída, e entre o diâmetro de saída e a sua largura. Neste tipo de geometria, as forças centrifugas resultam em alta pressão e baixo caudal. Por outro lado, baixa pressão e elevado caudal, são obtidos com impulsores axiais, sem alteração na direção radial e largura de saída. Um terceiro tipo de impulsor pode ser ocasionalmente encontrado, quando é requerido um balanço entre o aumento de pressão e o caudal, e designa-se por impulsor semi-axial. Na bomba em estudo, o impulsor é radial.

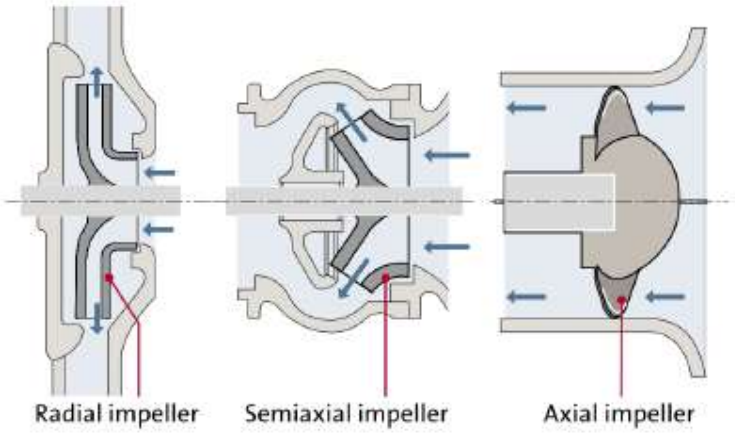


Figura 6. Impulsor radial, semi-axial e axial (Jacobsen, 2008)

O número de penas a considerar para um impulsor depende principalmente do desempenho, da eficiência desejada, e das restrições de ruído. Segundo Gülich, para baixos valores de N_q, velocidade específica, que será abordado ainda neste capítulo, recomenda-se entre 5 a 7 penas para obter uma melhor eficiência.

Depois da geometria básica do impulsor ter sido definida, a sua conceção é apenas uma questão de encontrar um compromisso entre perdas por fricção e perdas consequentes de um perfil de velocidade não-uniforme. Geralmente são alcançados perfis de velocidade uniformes prolongando as penas do impulsor, mas em consequência haverá um aumento do atrito ao longo dos canais nas penas.

A voluta (ou difusor, no caso de bombas radiais de estágio simples) e a flange de saída são abrangidos na carcaça. O corpo da voluta recolhe o fluido do impulsor e transfere-o flange de saída; a sua função é converter a pressão dinâmica em pressão estática, ao promover a diminuição da velocidade do fluido que sai do impulsor, sendo que a velocidade é gradualmente reduzida à medida que a secção transversal aumenta. Este elemento é composto por três componentes principais: anel difusor, voluta e saída do difusor e nele ocorre uma conversão entre velocidade e pressão em cada secção.

A função principal do anel difusor é orientar o fluido do impulsor para a voluta. Por sua vez, a utilidade desta é conduzir o fluido até ao difusor (figura 7). O aumento de secção transversal em toda a extensão da voluta faz com se verifique um novo aumento de pressão. O difusor (*outlet difusor*) faz a ligação de saída entre a língua da voluta (*tongue* ou BEC) e a flange de saída, e aumenta ainda mais a pressão estática pelo aumento gradual da sua secção transversal.

O corpo da voluta é concebido de forma a converter a pressão dinâmica em pressão estática, ao mesmo tempo que minimiza as suas perdas. O ponto de máxima eficiência é atingido quando é encontrado o equilíbrio entre variações de velocidade sofridas e as perdas por dissipação viscosa (atrito).

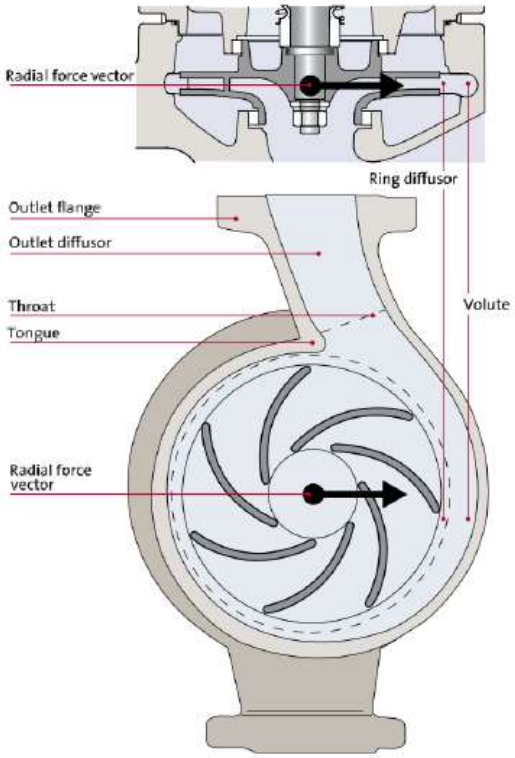


Figura 7. Componentes do corpo da voluta (Jacobsen, 2008)

Existem ainda outros elementos, como a chumaceira e o motor acoplado, que não serão objeto de estudo nesta dissertação.

2.2.3 Teoria das bombas

2.2.3.1 Velocidade específica

A velocidade específica caracteriza o tipo de impulsor da forma mais coerente, do ponto de vista da mecânica dos fluidos (Lobanoff, 1985). A definição de velocidade especifica foi inicialmente introduzida por *Camerer*, em 1914, e, mais tarde, desenvolvida por *Stepanoff* em 1948, com o intuito de classificar as bombas em diferentes categorias (Stepanoff, 1957).

É um parâmetro importante no projeto mecânico das bombas que estabelece a semelhança geométrica das mesmas e é usada para classificar os impulsores de acordo com o seu tipo e dimensões. A velocidade específica é calculada para a combinação caudal-altura manométrica que maximiza o rendimento. Esta é expressa matematicamente pela seguinte equação:

$$N_q = \frac{n * \sqrt{Q}}{H^{0.75}} \qquad [-] \qquad (2.1)$$

Onde n é a velocidade de rotação do motor e vem em rpm, Q é o caudal em m^3/s e H é a altura manométrica em metros. Através da figura 8, verifica-se que com o cálculo da velocidade específica é possível classificar que tipo de bomba é adequada para as diferentes aplicações. Como se pode observar nessa mesma figura, as bombas de baixas velocidades específicas apresentam um diâmetro de saída muito superior ao diâmetro de entrada e largura reduzida, e,

à medida que este parâmetro aumenta, o diâmetro de entrada vai diminuindo e aproximando-se assim do diâmetro de saída enquanto a largura das penas aumenta.

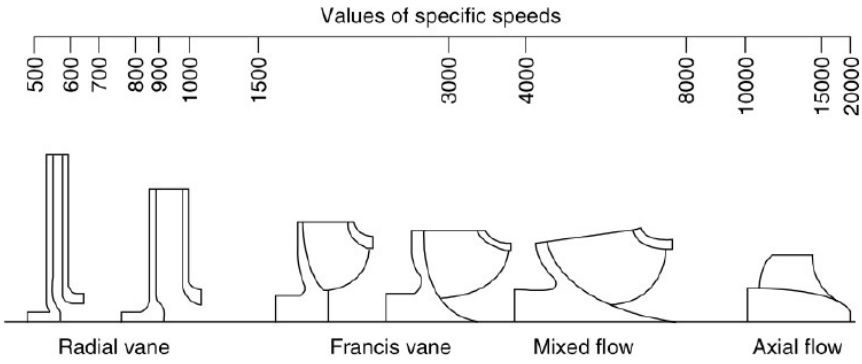


Figura 8. Tipos de impulsor de acordo com a sua velocidade específica (Gülich, 2008)

2.2.3.2 Triângulo de velocidades

O processo de transferência de energia que acontece quando uma bomba está em operação é descrito através da equação de Euler, o que será abordado depois. Para compreender o seu conceito é necessário fazer uma prévia introdução aos triângulos de velocidade, que também são utilizados para prever o desempenho da bomba em função da velocidade, diâmetro do impulsor e largura dos canais.

É possível determinar a velocidade absoluta, $\vec{c}$, de um fluido que se desloca num impulsor, como a soma da velocidade relativamente ao impulsor, $\vec{v}$, e da velocidade tangencial, $\vec{u}$. Estas velocidades são somadas vectorialmente, formando triângulos de velocidades à entrada e saída do impulsor. Güllich assume que 1 corresponde à entrada do impulsor enquanto 2 corresponde à saída. Os índices 3 e 4 correspondem à entrada e à saída do difusor, respetivamente.

Na figura 9 e 10 tem-se uma melhor perceção do que foi abordado. O α representa o ângulo da velocidade absoluta enquanto β representa o ângulo de velocidade relativa.

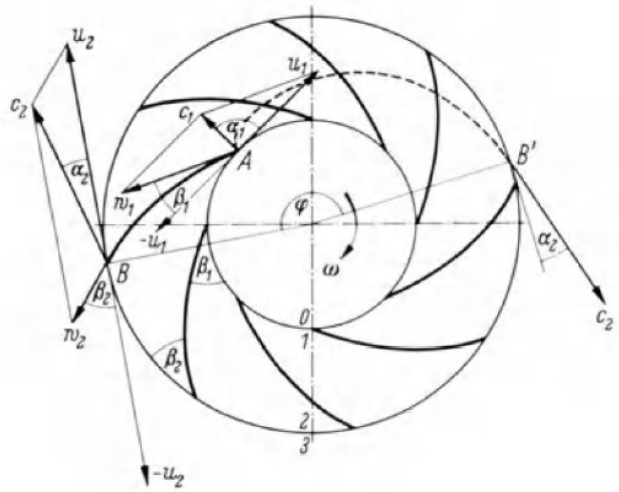


Figura 9. Representação dos vetores velocidade num impulsor (Gülich, 2008)

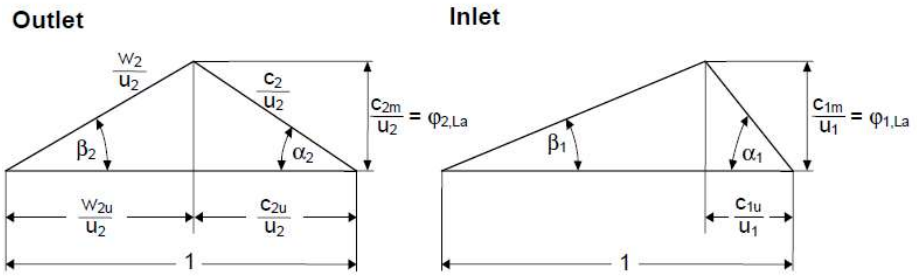


Figura 10. Representação dos triângulos de velocidades à saída e à entrada do impulsor (Gülich, 2008)

O fluxo no impulsor pode ser descrito através de triângulos de velocidades, que indicam a sua intensidade, direção e sentido. De forma a descrever as três dimensões do fluxo é necessário ilustrar dois planos distintos: o plano meridional, que representa um corte axial no eixo da bomba, e o plano definido pela velocidade meridional e a velocidade tangencial.

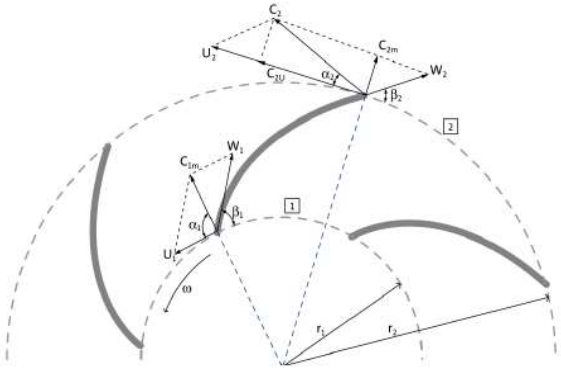


Figura 11. Componentes das velocidades meridional e tangencial (Jacobsen, 2009)

A velocidade tangencial (u) pode ser facilmente calculada a partir da velocidade de rotação (n) do impulsor, através da seguinte relação:

$$u = \pi . d . \frac{n}{60} = r . \omega \qquad [m/s] \qquad (2.2)$$

Onde d é o diâmetro a que a velocidade tangencial está a ser avaliada e n a velocidade de rotação em rpm.

Porém, a velocidade absoluta (c) pode ser decomposta em duas componentes: meridional (c_m) e tangencial (c_u). À entrada do impulsor, c_{u1} é desprezável, e $c_{m1}=c_1$. Tendo em conta o teorema de conservação da massa, a relação entre c_{1m} e c_{2m} pode ser expressa pela seguinte equação:

$$c_{2m} = \frac{Q_{La}}{A_2} = c_{1m} \frac{A_1}{A_2} \qquad [m/s] \qquad (2.3)$$

onde Q_{La} é o caudal que passa pelo impulsor, A_1 e A_2 são as áreas de entrada e saída do impulsor, respetivamente.

Essas mesmas áreas podem ser calculadas pelas seguintes equações:

$$A_1 = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_n^2) \qquad [m^2] \quad (2.4a)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_n^2) \qquad [m^2] \quad (2.4)$$

onde d_n é o diâmetro do eixo central do impulsor, d_1 e d_2 são os diâmetros de entrada e saída do impulsor enquanto b_2 é a largura da saída do impulsor, como ilustra a figura 12.

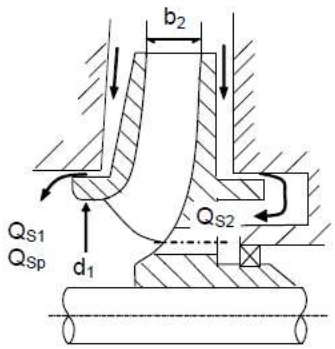


Figura 12. Representação das dimensões à entrada e saída do impulsor (Gülich, 2008)

Assumindo então que sobre c_{1m}=c_1 é possível determinar o ângulo β_1 aplicando apenas uma relação trigonométrica:

$$tan\beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \qquad [-] \quad (2.5)$$

No início da fase de conceção pode ser assumido que β_2 tem o mesmo valor de β_{B2}. Por conseguinte, a velocidade relativa à saída, ω_2, pode ser calculada da seguinte forma:

$$\omega_2 = \frac{c_{2m}}{sin\beta_2} \qquad [m/s] \quad (2.6)$$

De modo idêntico, a velocidade tangencial absoluta, c_{2u}, é representada como:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{tan\beta_2} \qquad [m/s] \quad (2.7)$$

Com estes dados, já é possível desenhar os triângulos de velocidades, como se demonstra na figura 13:

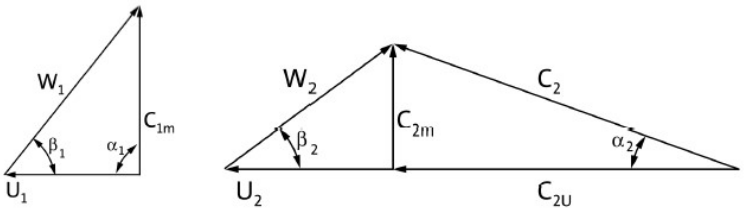


Figura 13. (a) Triângulo de velocidades à entrada (b) Triângulo de velocidades à saída

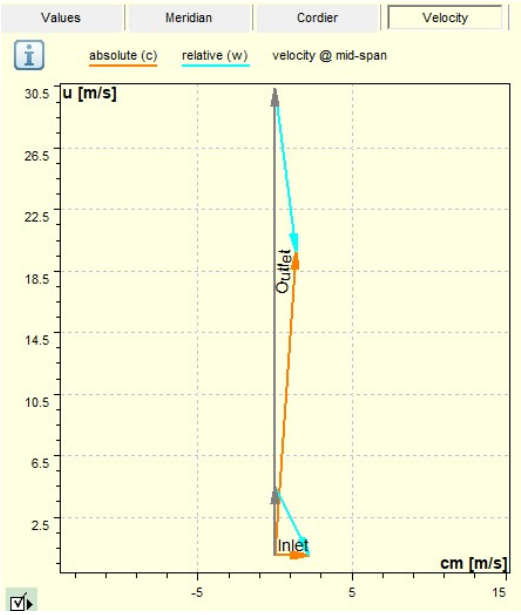


Figura 14. Triângulo de velocidades da bomba projetada no CFTurbo

2.2.3.3 Equação de Euler

Como já foi referido, a equação de Euler desempenha um papel fundamental no que diz respeito à descrição do funcionamento de uma bomba. A equação pode ser derivada de diferentes formas, sendo que aqui se optou pelo método em que se restringe a um volume de controlo limitado no impulsor e, que relaciona a Segunda Lei de Newton com a equação da conservação de quantidade de movimento.

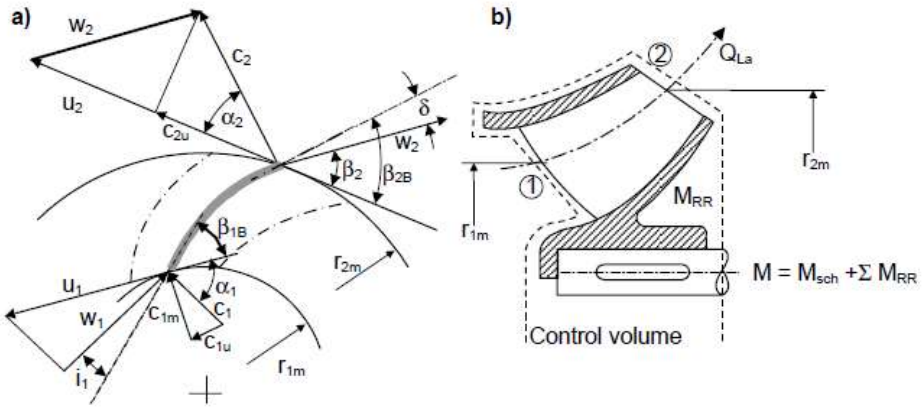


Figura 15. (a) Vetores de velocidade (b) Volume de controlo (Gülich, 2008)

Na figura 15 a) mostra os vetores de velocidade enquanto em b) é o volume de controlo do impulsor acima referido.

O momento de torção do eixo (M) pode ser determinado relacionando o caudal mássico ($\dot{m}=\rho Q$) com a componente tangencial da velocidade absoluta (c_u):

$$M = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \qquad [N/m] \quad (2.8)$$

Da multiplicação entre o momento e a velocidade angular (ω), obtém-se a expressão que descreve a potência no eixo (P), ao mesmo tempo que o produto do raio com a velocidade angular equivale à velocidade tangencial. Assumindo isto, resulta que:

$$P_h = M\omega = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \qquad [W] \quad (2.9)$$

Sabendo que potência hidráulica obedece à seguinte equação:

$$P_h = \dot{m} g H \qquad [W] \quad (2.10)$$

Onde H é altura manométrica, g é a aceleração gravítica e assumindo que não ocorrem perdas de caudal no volume de controlo, as potências mecânicas e hidráulicas podem ser igualadas:

$$\dot{m} g H = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \qquad [W] \quad (2.11)$$

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \qquad [m] \quad (2.12)$$

Esta última equação é conhecida como equação de Euler, e expressa a altura manométrica teórica da bomba. Durante o processo concetual de desenvolvimento da bomba é comum assumir que não existe rotação à entrada do impulsor, logo a equação fica reduzida a:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \qquad [m] \quad (2.13)$$

O ∞ é relativo ao caudal congruente, ou seja, o caudal que segue ao longo das penas do impulsor.

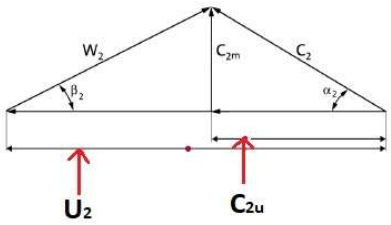
De seguida demonstra-se um exemplo de utilização da equação de Euler. Existe uma ligação entre a geometria do impulsor, a equação de Euler e os triângulos de velocidades, que permite prever o impacto da alteração da geometria do impulsor na altura manométrica da bomba.

Através da equação de Euler é possível determinar a altura manométrica teórica, isto pode ser vantajoso no sentido em que se pode estimar quantitativamente os efeitos da alteração na geometria ou na velocidade de rotação.

Na sequência, é discutido o efeito da diminuição da largura de saída (b_2) no triângulo de velocidades. Nas equações acima verifica-se que a velocidade c_{2m} é inversamente proporcional a b_2, ou seja: a intensidade de c_{2m} aumenta com a diminuição de b_2. Por sua vez, u_2, é independente de b_2 e permanece constante, uma vez que só depende da velocidade de rotação e do diâmetro de saída do impulsor. O ângulo da pena β_2 não é alterado com as variações de b_2 pois está associado à curvatura da pena.

O triângulo de velocidades pode ser representado com estes novos conceitos, onde as velocidades c_{2u} e c_2 diminuem e em que w_2 aumenta. No que diz respeito à altura manométrica, também esta vai diminuir, visto que a potência é proporcional a H, vai, de modo correspondente, diminuir com a redução de b_2.

De igual modo pode-se fazer uma análise semelhante quando a forma da pena é alterada e/ou quando se aplicam razões de escala de velocidade e geometria.



$$H=(1/g).U_2.C_{2u}$$

Figura 16. Equação de Euler e correspondente triângulo de velocidades

2.2.3.4 Leis de semelhança ou lei da afinidade

A maioria das bombas centrífugas operam a uma velocidade constante, pois o seu funcionamento depende da potência cedida pelo motor elétrico que está conectado à rede que fornece corrente elétrica a uma frequência constante. Quando a velocidade é variável, as curvas características são modificadas. Estas alterações são previsíveis e podem ser determinadas pelas equações denominadas leis de semelhança ou leis de afinidade, que relacionam a velocidade de rotação da bomba centrífuga e os seus parâmetros mais importantes: caudal Q, altura manométrica H e potência requerida pelo motor à bomba P.

As leis de semelhança são derivadas da análise adimensional da bomba e foram comprovadas experimentalmente. A importância na sua aplicação está relacionada com a facilidade de prever variação das curvas características da bomba (Q-H, Q-P_2 e Q-*Rendimento*) quando existe uma variação no diâmetro do impulsor ou rotação da bomba.

Para a variação de caudal, pode-se afirmar que será diretamente proporcional à variação de velocidade de rotação como se demonstra na seguinte equação:

$$Q_2 = Q_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right) \qquad [m^3/h] \quad (2.14)$$

A capacidade de elevação da bomba muda proporcionalmente ao quadrado da variação da velocidade rotação, conforme a equação:

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \qquad [m] \qquad (2.15)$$

A potência requerida varia naturalmente numa razão cúbica, uma vez que é o produto do caudal pela altura manométrica como se verifica na seguinte equação:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \qquad [kW] \qquad (2.16)$$

2.2.4 Perdas de carga e eficiências

Como abordado anteriormente, a equação de Euler providencia um valor teórico, sem perdas, do desempenho do impulsor. Na realidade, existem tanto perdas mecânicas como perdas hidráulicas no impulsor e na voluta, que reduzem a altura manométrica teórica e aumentam a potência requerida (figura 17 e 18). Como consequência verifica-se uma diminuição da eficiência, tendo mais preponderância e influência em bombas com velocidades específicas baixas, como demonstra a figura 19.

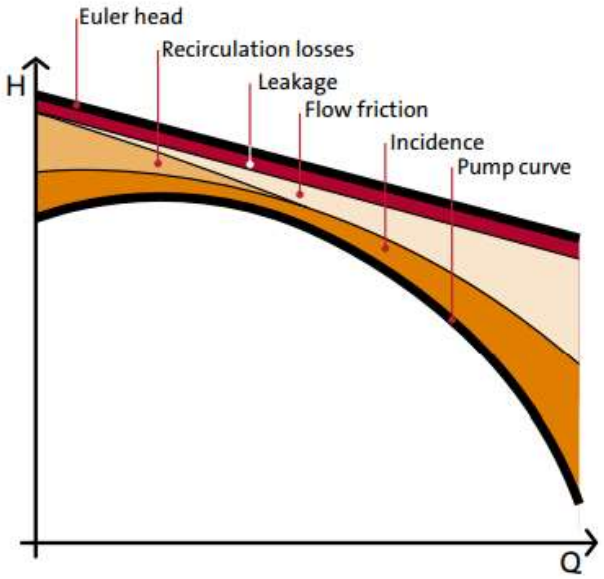


Figura 17. Perdas que afetam H (Jacobsen, 2008)

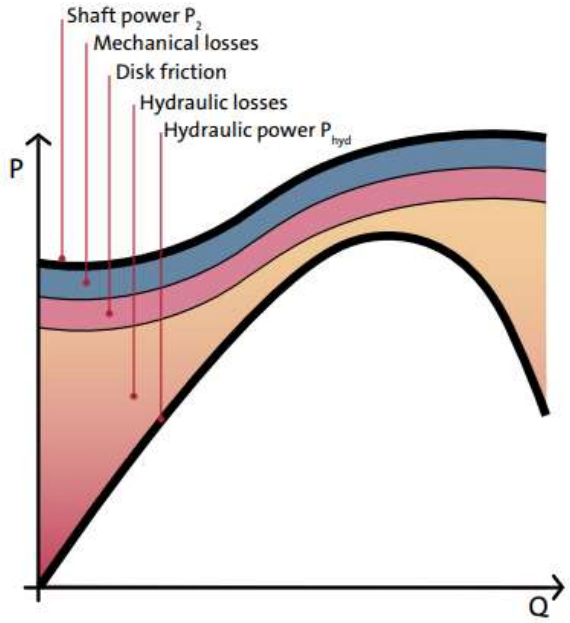


Figura 18. Perdas que afetam P_2 (Jacobsen, 2008)

Distinguem-se as perdas em primárias e em secundárias. As primárias, são compostas pelas perdas mecânicas e pelas perdas hidráulicas, as quais se decompõem em perdas secundárias. A tabela descrimina as perdas secundárias e qual o parâmetro afetam.

Tabela 1. Tipo de perdas

	Loss	Smaller flow (Q)	Lower head (H)	Higher power consumption (P_2)
Mechanical losses	Bearing			X
	Shaft seal			X
Hydraulic losses	Flow friction		X	
	Mixing		X	
	Recirculation		X	
	Incidence		X	
	Disk friction			X
	Leakage	X		

As curvas características das bombas podem ser previstas através de cálculos teóricos ou empíricos para cada tipo de perdas (Jacobsen, 2008).

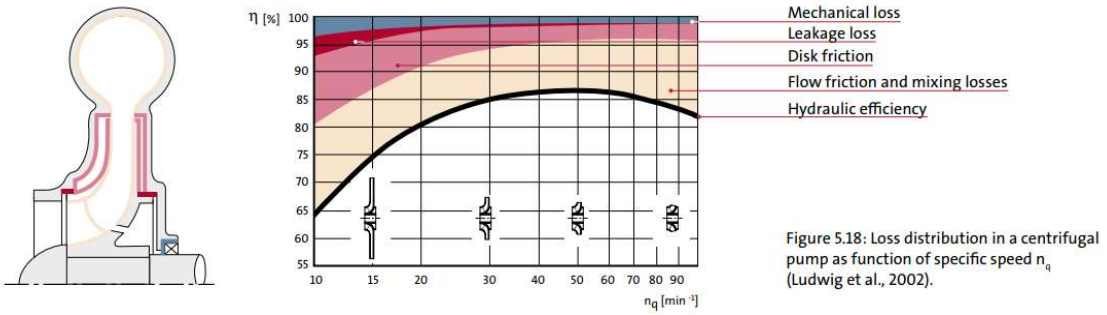


Figura 19. Influência das perdas na eficiência (Jacobsen, 2008)

As perdas surgem sempre que um fluido circula através de uma bomba. Como consequência disso, a potência útil é reduzida, e é sempre menor que a potência fornecida pelo motor elétrico acoplado. Além das perdas hidráulicas, que afetam significativamente a eficiência, ocorrem perdas adicionais numa bomba. Da mesma forma, as perdas volumétricas e as mecânicas têm consequência na eficiência.

Na figura 20 está representado um balanço de potências numa bomba, onde se consegue visualizar a importância de cada perda:

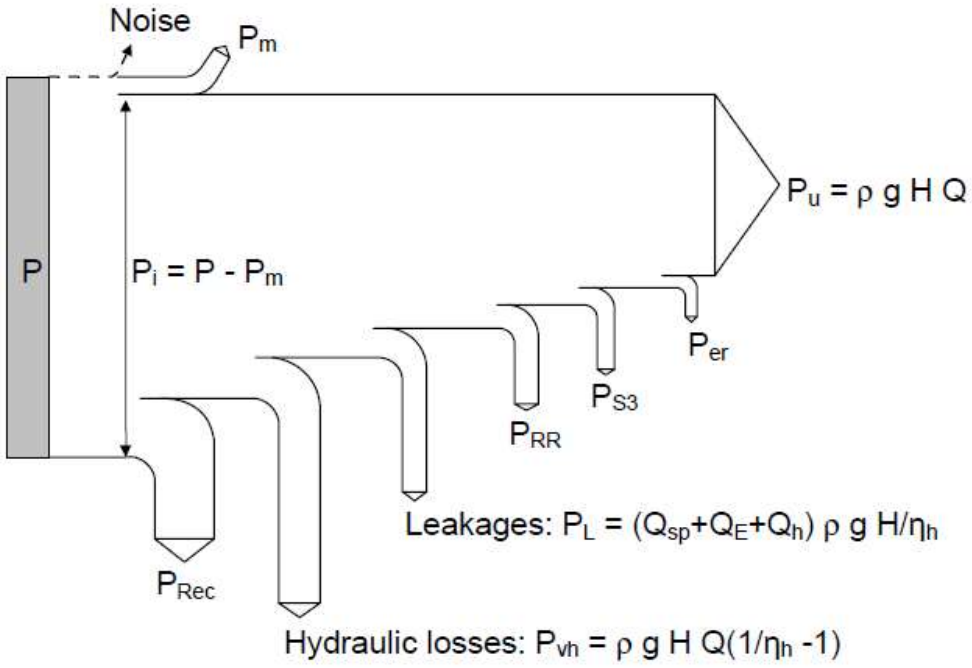


Figura 20. Balanço de potências numa bomba (Gülich, 2008)

P, representado na figura 20, representa a **potência absorvida ao motor**, fornecido à bomba.

Pi são as **perdas internas** que ocorrem, descriminadas seguidamente:

P_{Rec} representam as **perdas de potência por recirculação**: são causadas pelos pela troca de momentos das zonas estáticas para as zonas rotativas, ou seja, principalmente na passagem do impulsor para a voluta.

Em bombas de grande porte e se os projetos hidráulicos forem devidamente realizados, estas perdas deveriam ser desprezáveis. Já em bombas de pequeno porte ou de baixos caudais estas têm grande impacto no consumo de potência da bomba sendo necessário ter isso em conta no

projeto hidráulico, mais precisamente nas larguras de saída do impulsor e entrada da voluta e no espaçamento entre ambos os componentes.

***P**vh* representam as **perdas hidráulicas** nos componentes hidráulicos. Estas perdas internas ocorrem devido ao atrito nas faces/paredes aquando do escoamento do fluido e pelas constantes mudanças de direção a que o fluido está sujeito no trajeto hidráulico. Não existe um método simples e exato para o cálculo analítico das perdas hidráulicas, e por isso, é feita uma estimativa com dados estatísticos de experiências para se conseguir deduzir uma eficiência hidráulica realista.

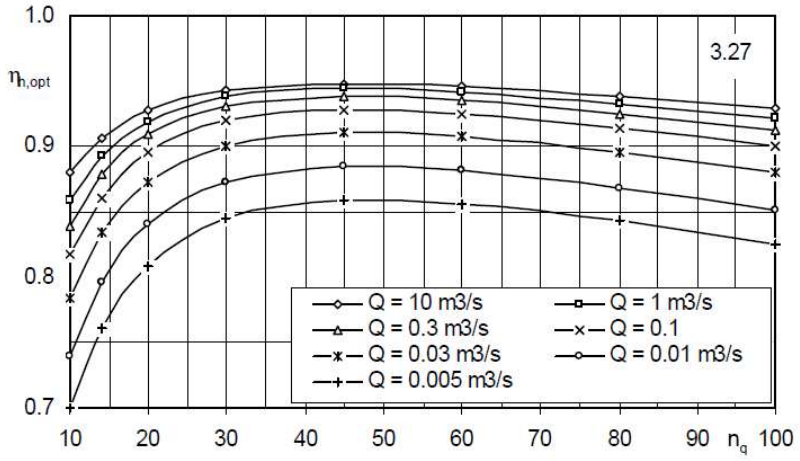


Figura 21. Eficiências hidráulicas de bombas centrífugas função das velocidades específicas e caudais (Gülich, 2008)

Estes dados estatísticos podem ser aproximados através da equação:

$$\eta_{h,opt} = 1 - 0.055\left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{m} - 0.2\left(0.26 - log\frac{n_q}{25}\right)^{2}\left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.1} \qquad [-] \qquad (2.17)$$

onde $\eta_{h,opt}$ é a eficiência hidráulica calculada no BEP, *best efficiency point*. O caudal de referência, Q_{ref} é assumido pelo autor como 1 m^3/s e o coeficiente *m* é calculado pela equação:

$$m = 0.08a\left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.15}\left(\frac{45}{n_q}\right)^{0.06} \qquad a = \begin{cases} 1 \; se \; Q \; \leq 1 \; m^3/s \\ 0.5 \; se \; Q \; > 1 \; m^3/s \end{cases} \qquad [-] \qquad (2.18)$$

***P**L* são as **perdas volumétricas**: estas ocorrem entre as partes estacionárias e rotativas de uma bomba. São responsáveis pela redução de caudal disponível à saída da bomba comparativamente com o caudal que circula no impulsor. As fugas têm um papel preponderante na performance da bomba. As principais contribuintes deste fenómeno são as perdas pelo vedante anular à entrada do impulsor, Q_{sp}, caso ele exista, e as perdas de balanço de carga axial, Q_E.

A eficiência volumétrica é expressa da seguinte forma:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{La}} = \frac{Q}{Q + Q_{sp} + Q_E} \qquad [-] \qquad (2.19)$$

Onde Q_{La} é o caudal que atravessa o impulsor e Q é o caudal que efetivamente é expelido pela bomba.

P_{RR} são as **perdas por atrito** nos pratos frontal e posterior do impulsor, o qual ao ter um movimento de rotação num fluido, gera fricção aquando do contacto com a superfície devido ao seu coeficiente de fricção. Na figura 22, obtém-se uma aproximação da diferença das perdas por fricção com a velocidade especifica:

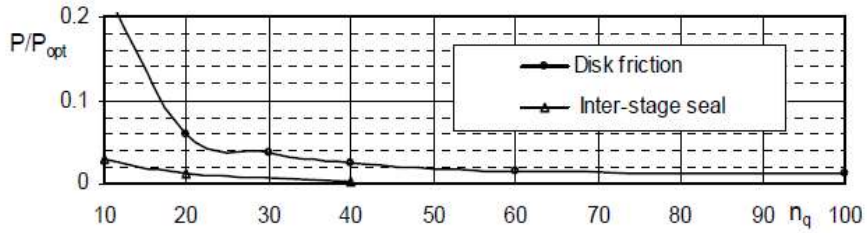


Figura 22. Perdas por fricção função da velocidade específica (Gülich, 2008)

P_{S3} representam **as perdas volumétricas** por estágio em bombas multi-estágio. Na bomba em estudo, sendo ela uma bomba de simples estágio esta perda não se aplica.

P_{er} representa as **perdas de carga axial por atrito**. Na imagem seguinte demonstra-se que em bombas de baixas velocidades especificas, tem de se ter em consideração estas perdas.

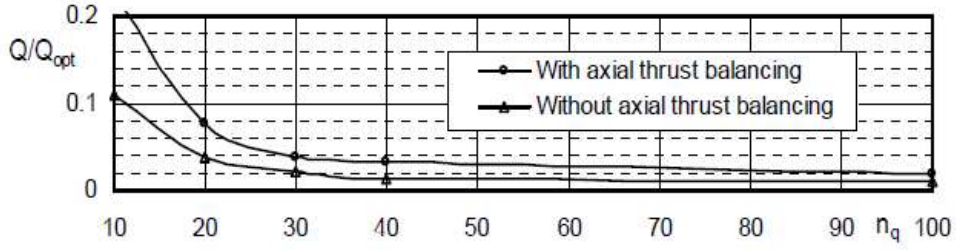


Figura 23. Perdas de carga axial por atrito (Gülich, 2008)

P_m representam as **perdas mecânicas**: estas são causadas pelos rolamentos radiais, pelo rolamento axial e pelos vedantes do eixo. Estas perdas dependem da conceção da bomba e da seleção de componentes tais como chumaceiras, vedantes mecânicos e outros elementos de antifricção.

A eficiência mecânica de bombas de grande porte é cerca de 99.5%, podendo, inclusive, ser maior que esse valor. Em contraste, nas bombas pequenas, abaixo de 5 kW, é algo que se tem de ter em consideração. Podem ser estimadas, se não houver informação mais precisa, de acordo com a equação, onde existem valores de referência, n_{ref} = 1500 rpm e Q_{ref} = 1 m³/s.

$$\frac{P_m}{P_{opt}} = 0.0045 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.4} \left(\frac{n_{ref}}{n}\right)^{0.3} \qquad [-] \qquad (2.20)$$

Geralmente, para cálculos mais precisos, é consultada a documentação do fabricante dos equipamentos mecânicos. A eficiência mecânica é determinada pela expressão:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P} \qquad [-] \qquad (2.21)$$

P_u representa a **potência útil**. Esta é representada pela potência de acionamento da bomba, ou a potência nominal do motor, menos as perdas todas descritas em cima.

$$P_u = \rho Y Q = \rho g H Q \qquad [-] \qquad (2.22)$$

A razão entre ambas as potências é a eficiência da bomba.

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{\rho g H Q}{P} \qquad [-] \qquad (2.23)$$

2.2.5 Eficiência global

O cálculo de todos os tipos de perda de carga é sujeito a uma incerteza de 20 a 30%. Se uma das perdas em questão ultrapassar uma pequena percentagem da potência de transmissão, em bombas com eficiência global maior que 80%, este intervalo de incerteza não é significativo. Todavia, no caso de bombas pequenas e com velocidades específicas pequenas, isto terá um efeito relevante. É necessária uma análise aprofundada das perdas não apenas para novos projetos como pode também ser bastante útil para determinar a causa de défices de desempenho em sistemas reais ou em testes.

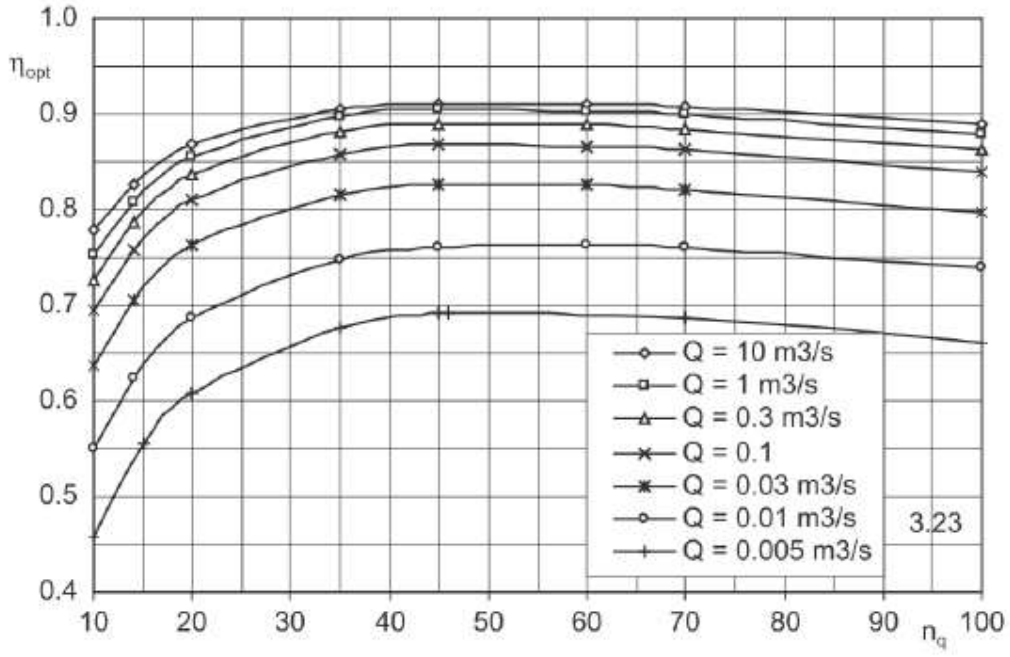


Figura 24. Eficiência global função de velocidade específica e caudal (Gülich, 2008)

As eficiências da figura 24 foram calculadas de acordo com a equação, que é válida para $Q >$ 0.005 m^3/s e $N_q < 100$.

$$\eta_{opt} = 1 - 0.095\left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{m} - 0.3\left(0.35 - log\frac{n_q}{23}\right)^2\left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.05} \quad [-] \quad (2.24)$$

$$m = 0.1a\left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.15}\left(\frac{45}{n_q}\right)^{0.06} \qquad a = \begin{cases} 1 & se\ Q\ \leq 1\ m^3/s \\ 0.5 & se\ Q\ > 1\ m^3/s \end{cases} \quad [-] \quad (2.25)$$

2.2.6 Cavitação e NPSH

Quando a pressão do fluido desce abaixo da pressão de vapor, uma pequena porção passa ao estado de vapor. As velocidades excessivas, devido ao fluxo em torno do bordo de ataque da pena, causam uma diminuição de pressão local, o que proporciona uma evaporação parcial do fluido. O posterior aumento de pressão leva a uma liquefação desse vapor, com uma diminuição brusca de volume. Este fenómeno tem o nome de cavitação, podendo prejudicar o desempenho da bomba e até mesmo interromper o fluxo, ou levar mesmo à destruição mecânica da bomba. Por esse motivo, é importante que as condições de aproximação do fluido à entrada do impulsor sejam adequadas. Um parâmetro relevante é a carga positiva de sucção NPSH, que pode ser distinguido por dois valores distintos: $NPSH_R$, NPSH requerido de modo a evitar total ou parcialmente a cavitação e o $NPSH_d$, NPSH disponível no sistema.

O valor do $NPSH_d$ é definido por:

$$NPSH_d = \frac{\left(p_{abs,tot,in} - p_v\right)}{\rho . g} \quad [m] \quad (2.26)$$

onde p_v é a pressão de vapor à temperatura do fluido, $p_{abs,tot,in}$ é a pressão total absoluta à entrada da flange e pode ser calculada para um determinado valor de $NPSH_R$ e de p_v substituindo $NPSH_d$ por $NPSH_R$ na equação. Para determinar se uma bomba pode ser instalada num sistema, os valores de $NPSH_R$ e $NPSH_d$ devem ser encontrados para o maior caudal e temperatura de operação.

$$NPSH_d > NPSH_R = NPSH_{3\%} + S_A \quad [m] \quad (2.27)$$

onde S_A é o coeficiente de segurança indicado pela *European Association of Pump manufacturers* que toma um mínimo de 0.5 m recomendado ou é definido como 1.2 – 2 vezes o valor de $NPSH_{3\%}$, dependendo da aplicação.

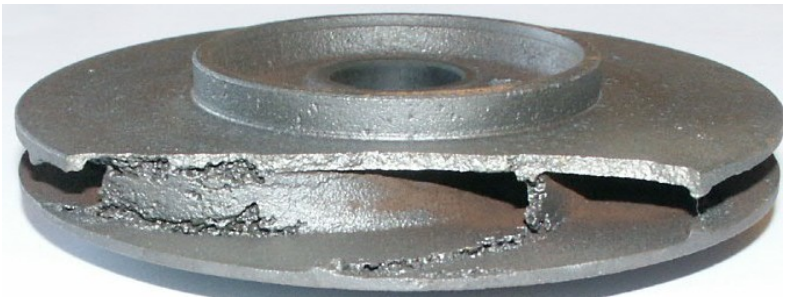


Figura 25. Impulsor danificado por cavitação (Klasbärbel, 2005)

2.3 Simulação computacional CFD

A mecânica de fluidos computacional (*CFD – Computational Fluid Dynamics*) tem vindo a assumir um papel cada vez mais importante em projetos de *design* e investigação na área da Mecânica dos Fluidos. Usando o poder de cálculo de um computador é possível encontrar aproximações numéricas à solução do conjunto de equações diferenciais às derivadas parciais e não-lineares que governam o movimento de fluidos e, assim definir com alguma exatidão o campo de escoamento (Shaw, 1992).

Este tipo de software é utilizado maioritariamente em estudos prévios, permitindo ao utilizador otimizar o produto de uma forma célere, prática e económica.

Ao fornecer uma base sólida de informação para os ensaios práticos posteriores, os softwares de CFD representam uma significativa poupança económica, e permitem otimizar os processos de pesquisa e recolha de dados.

A utilização de CFD nesta dissertação serve como previsão e validação dos resultados que se irão obter experimentalmente.

2.3.1 Fundamentos de turbulência

A mecânica de fluidos computacional baseia-se em fundamentos de turbulência que se caracteriza por:

- A turbulência é uma característica do escoamento, não do fluido;
- A turbulência é um fenómeno altamente difusivo;
- A turbulência é rotacional e tridimensional;
- A turbulência é um fenómeno altamente dissipativo;
- A turbulência é um fenómeno contínuo;
- A turbulência acontece com altos números de Reynolds e tem um largo espectro de energia.

Para melhor compreensão do fenómeno da turbulência é necessária uma introdução teórica das equações de Navier-Stokes para escoamentos compressíveis.

As equações de Navier-Stokes são um conjunto de equações diferenciais parciais que traduzem a relação entre as três variáveis mais preponderantes na descrição de um escoamento, nomeadamente, pressão (p), o vetor velocidade ($\vec{v}$) e a temperatura (T). Estas equações são o enunciado matemático de três princípios físicos no qual se baseia a dinâmica de fluidos:

- Princípio da conservação da massa;

- Princípio da conservação da quantidade de movimento (Segunda Lei de Newton);
- Princípio da conservação da energia (Primeira Lei da Termodinâmica)

Para um fluido newtoniano compressível em regime transiente, a forma geral das equações de Navier-Stokes na forma cartesiana é a seguinte:

- Equação da conservação da massa (continuidade):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \tag{2.28}$$

- Equação da conservação da quantidade de movimento:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho v_i v_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2.29}$$

- Equação da conservação da energia:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h v_i) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_i}\right) + \tau_{ij}\frac{\partial v_i}{\partial x_j} \tag{2.30}$$

Na equação 2.30 o termo h corresponde à entalpia e α corresponde à condutibilidade térmica do fluido. O termo τ_{ij}, presente nas equações 2.29 e 2.30 corresponde ao tensor das tensões viscosas, que é definido a partir da lei de Newton da viscosidade por (White, 1991):

$$\tau_{ij} = \mu\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\frac{\partial v_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right) \tag{2.31}$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido e δ_{ij} é o delta de Kroneker.

As equações de Navier-Stokes são não-lineares o que faz com que seja muito difícil ou mesmo impossível a obtenção de soluções analíticas (Lomax, 2001). Uma forma de contornar este problema é recorrer a métodos numéricos para a sua resolução, como é o caso do método dos volumes finitos. Neste método, o espaço por onde o fluido escoa é dividido em diversos volumes de controlo de tamanho infinitesimal (malha computacional), que transformam as equações diferenciais parciais em equações algébricas e as integram utilizando técnicas numéricas que relacionam as propriedades de cada volume de controlo com as dos volumes de controlo circundantes.

Como já foi possível referir, as equações de Navier-Stokes na sua forma completa (tridimensional e transiente) podem ser resolvidas numericamente sem recorrer a nenhum modelo de turbulência, sendo este método de simulação conhecido como *Direct Numerical Solution* (DNS). Mas o uso do DNS restringe-se a escoamentos em geometrias razoavelmente simples e com baixo a moderado número de Reynolds (Pope, 2000), tornando este método inviável nas simulações de turbomáquinas.

Como alternativa ao DNS existe outro método de simulação numérica que requerem requisitos computacionais menos exigentes: método *Reynolds Average Navier-Stokes* (*RANS*).

No método *RANS* as propriedades do escoamento são decompostas num valor médio e numa flutuação relacionada à turbulência. Com o emprego desta estratégia de decomposição em todas as propriedades do fluxo consegue-se uma equação para resolução do escoamento médio por meio de uma média temporal das equações de Navier-Stokes. Dos dois métodos, este é o que apresenta um menor custo computacional. Para além disto, o RANS não necessita que as equações de Navier-Stokes sejam resolvidas tridimensionalmente.

Os modelos de turbulência que em seguida serão apresentados são baseados no conceito de viscosidade turbulenta, introduzido primeiramente por Boussinesq (1877) e generalizado por Kolmogorov (1942) (Eger, 2010). Segundo esta aproximação, o tensor de Reynolds pode ser relacionado com o gradiente da velocidade média da seguinte forma [30]:

$$-\bar{v}_i\bar{v}_j = u_t\left(\frac{\partial\bar{v}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\bar{v}_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\left(\rho k+\mu_t\frac{\partial\bar{v}_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij} \tag{2.32}$$

em que k é a energia cinética turbulenta. A grande vantagem desta aproximação é o custo computacional relativamente baixo associado à determinação da viscosidade turbulenta. No entanto a grande desvantagem desta aproximação é o facto de considerar que a viscosidade turbulenta é isotrópica.

Nesta dissertação apenas foi usado o modelo k-ω SST de duas equações onde as escalas de velocidade e de comprimento são obtidas através da solução de duas equações de transporte, cada uma para um escalar turbulento. O modelo "*Shear Stress Transport*" SST é uma variante do modelo k-ω, onde tem uma equação de transporte de k e uma outra equação de transporte para a taxa de dissipação especifica ω. O modelo SST é uma combinação dos modelos-padrão k-ω e k-ε, sendo que o primeiro é aplicado para zonas de próximas de paredes e a segunda para as zonas mais afastadas da parede.

3 Definição dos requisitos do projeto

Antes de se iniciar um novo projeto hidráulico, é necessário saber as características da bomba atual. Neste capítulo fez-se esse estudo prévio. Devido ao fato de esta bomba ser normalizada, realizou-se uma introdução às referências normativas intrínsecas à sua manufaturação. De seguida efetuou-se uma comparação com as bombas equivalentes dos principais produtores mundiais de forma a ter uma perceção do desenvolvimento tecnológico atual e conseguindo assim definir realisticamente os objetivos para o projeto hidráulica da nova bomba.

3.1 Referências normativas

Este projeto passou pela melhoria de eficiência de uma bomba centrífuga normalizada. Para além de haver restrições nas dimensões na sua conceção, em qualquer máquina elétrica, existe um mínimo de eficiência energética a cumprir regida por uma diretiva. Por último aborda-se a norma sobre ensaios hidráulicos:

- DIN EN 733: *End-suction centrifugal pumps (rating 10 bar) with bearing brackets – Nominal duty point, main dimensions, designation system*;
- Directiva 2009/125/CE do Parlamento Europeu e do Conselho de 21 de outubro de 2009;
- Regulamento (UE) nº 547/2012 da Comissão de 25 de junho de 2012;
- ISO 9906: *Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance testes – Grades 1,2 and 3.*

A norma EN733 é referente a bombas centrífugas *end-suction*, termo designado quando a aspiração é realizada axialmente e a descarga verticalmente, onde se recomendam pontos nominais de trabalho e restringe certas dimensões das mesmas.

Tabela 2. Ponto de trabalho nominal e principais dimensões

Size	Nominal diameter of the impeller mm	Nominal duty point 1450 min⁻¹ Q m³/h (l/s)	1450 min⁻¹ H[1] m	2900 min⁻¹ Q m³/h (l/s)	2900 min⁻¹ H[1] m	Flange mounting dimensions for PN 10[2] DN Inlet mm	Outlet mm	Pump dimensions mm a	f	h_1	h_2	Foot dimensions mm b	m_1	m_2	n_1	n_2	s_1 for bolts	s_2	w	Shaft end dimensions x[3]	d	l
32-125	125	6,3 (1,75)	5	12,5 (3,5)	20	50	32	80	360	112	140	50	100	70	190	140	M 12	M 12	260	100	24	50
32-160	160		8		32					132	160				240	190						
32-200	200		12,5		50					160	180				240	190						
40-125	125	12,5 (3,5)	5	25 (7)	20	65	40	80	360	112	140	50	100	70	210	160	M 12	M 12	260	100	24	50
40-160	160		8		32			80		132	160				240	190						
40-200	200		12,5		50			100		160	180				265	212						
40-250	250		20		80			100		180	225	65	125	95	320	250						
50-125	125	25 (7)	5	50 (14)	20	65	50	100	360	132	180	50	100	70	240	190	M 12	M 12	260	100	24	50
50-160	160		8		32					160	180				265	212						
50-200	200		12,5		50					160	200				265	212						
50-250	250		20		80					180	225	65	125	95	320	250						
65-125	125	50 (14)	5	100 (28)	20	80	65	100	360	160	180	65	125	95	280	212	M 12	M 12	260	100	24	50
65-160	160		8		32					160	200				280	212						
65-200	200		12,5		50					180	225				320	250				140		
65-250	250		20		80				470	200	250	80	160	120	360	280	M 16		340			
65-315	315		32	-	-			125		225	280				400	315				140	32	80
80-160	160	80 (22,3)	8	160 (45)	32	100	80	125	360	180	225	65	125	95	320	250	M 12	M 12	260	140	24	50
80-200	200		12,5		50				470	180	250				345	280			340		32	80
80-250	250		20		80					200	280	80	160	120	400	315	M 16					
80-315	315		32	-	-					250	315											

Na figura 26 mostram-se as dimensões de um corpo de uma bomba normalizada. Estas restrições têm de ser cumpridas para que seja possível a comercialização da mesma.

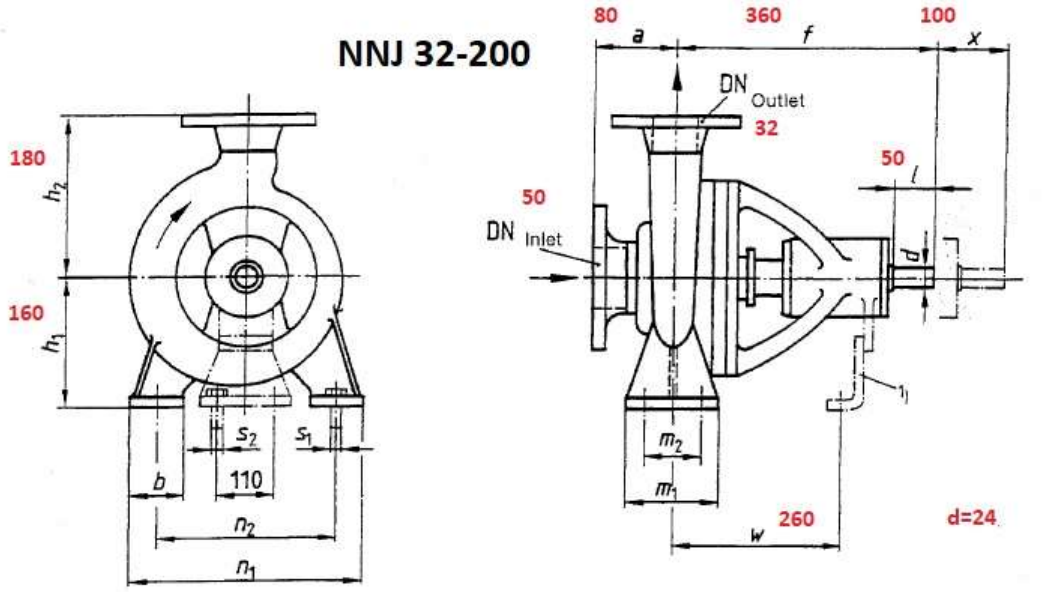


Figura 26. Dimensões da bomba segundo EN733

Como em qualquer máquina elétrica, existe um regulamento de consumo energético subjacente, que neste caso é o regulamento 547 que dá execução à Directiva 2009/125/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, no que respeita aos requisitos de conceção ecológica para as bombas de água, de forma a evitar gastos energéticos, para preservar o meio-ambiente em que estamos inseridos.

Pelo regulamento 547/2012 da EU de 12 de junho de 2012 temos que:

$$\eta = 88{,}59 * x + 13{,}46 * y - 11{,}48 * x^2 - 0{,}85 * y^2 - 0{,}38 * x * y - C \qquad [-] \qquad (3.1)$$

onde x = ln (N_q) e y = ln (Q_{opt}), N_q é a velocidade específica e Q_{opt} é o caudal no ponto de melhor rendimento em [m^3/h]

A bomba em questão é uma bomba de água autoportante com aspiração axial (ESOB, ou mais habitual *end-suction*), o rendimento hidráulico é no BEP e é o mínimo requerido para que cumpra a diretiva. *C* é uma constante do tipo de bomba que varia com a rotação e é dada no quadro da figura 27:

Índice de eficiência mínima (MEI) e correspondente valor de C, em função do tipo e da velocidade da bomba

$C_{PumpType,rpm}$ \ Valor de C em função de MEI	MEI = 0,10	MEI = 0,40
C (ESOB,1 450)	132,58	128,07
C (ESOB,2 900)	135,60	130,27
C (ESCC,1 450)	132,74	128,46
C (ESCC,2 900)	135,93	130,77
C (ESCCI,1 450)	136,67	132,30
C (ESCCI,2 900)	139,45	133,69
C (MS-V,2 900)	138,19	133,95
C (MSS,2 900)	134,31	128,79

Figura 27. Índice de eficiência mínima e correspondentes valores de C

O índice de eficiência mínima exigida, MEI, era de 0.1 quando a norma entrou em vigor em 2013; em 2015, passou a ser 0.4 e, agora, estima-se que em 2020 seja requerido um MEI de 0.7. A eficiência mínima para MEI de 0.7 determina-se através do diagrama representado nas figuras 28 e 29.

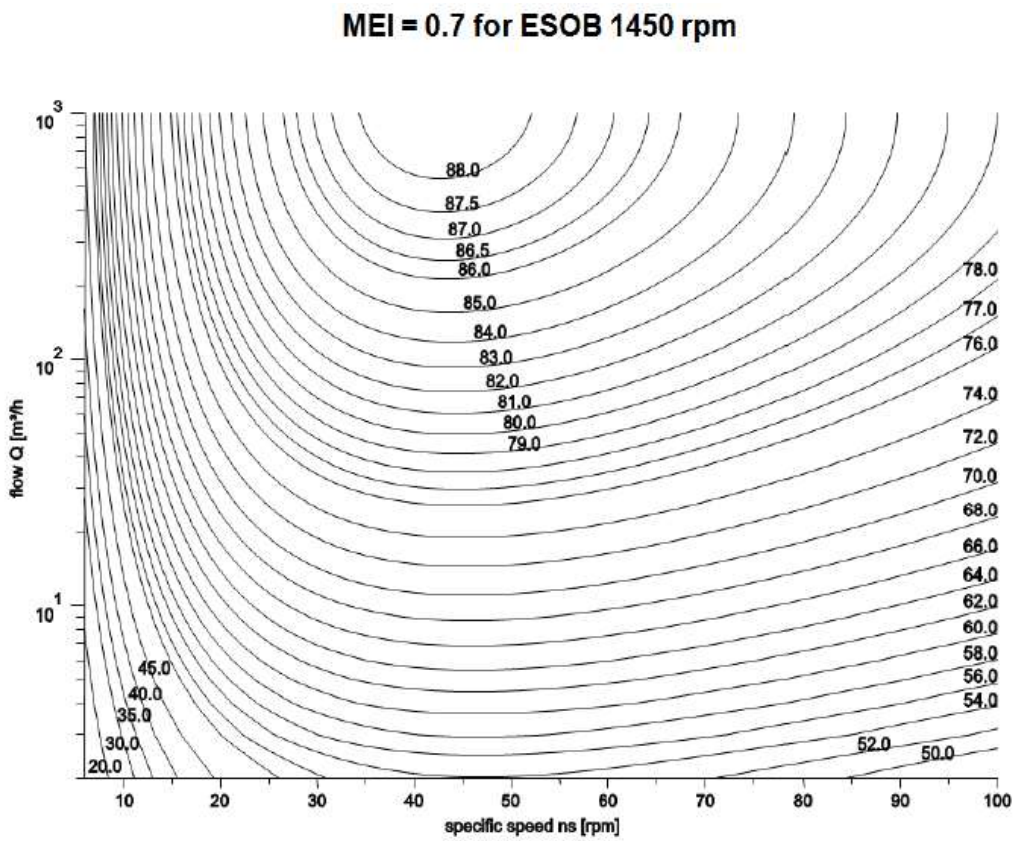


Figura 28. Eficiência mínima exigida pelo MEI=0.7 para 1450rpm

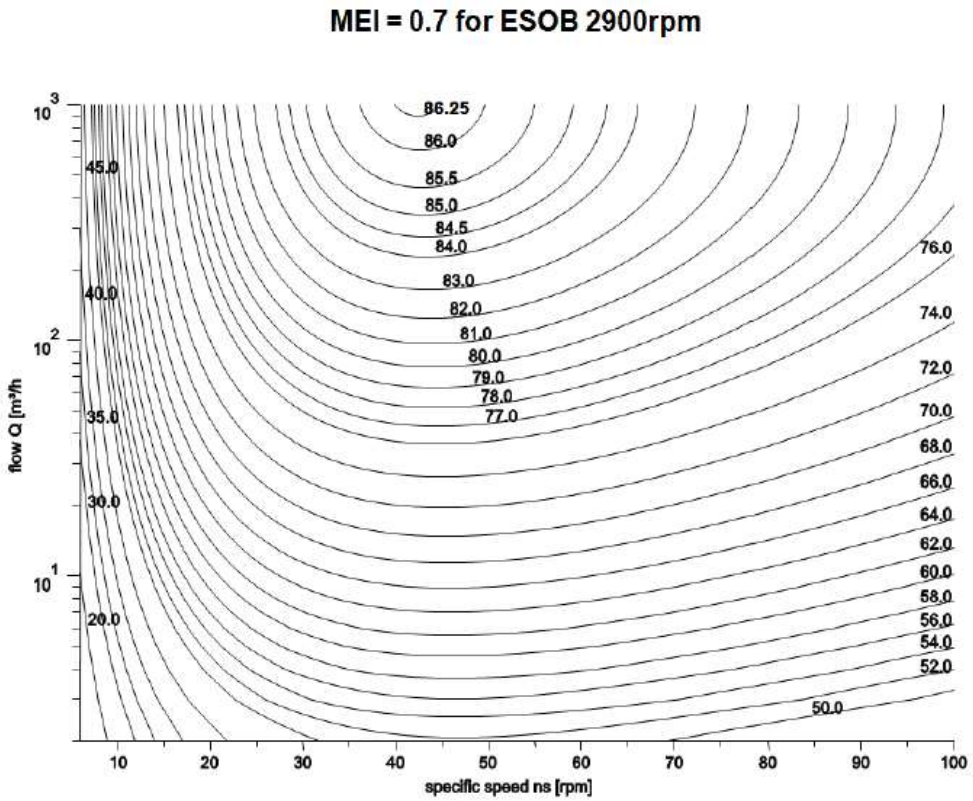


Figura 29. Eficiência mínima exigida pelo MEI=0.7 para 2900rpm

Relativamente à ISO 9906, a norma internacional especifica os testes de desempenho hidráulico para a acreditação de bombas hidráulicas, entre as quais estão as bombas centrífugas.

A norma divide-se em três níveis de acreditação:

- Graus 1B, 1E e 1U, com tolerância mais apertada;
- Graus 2B e 2U, com tolerância mais ampla;
- Grau 3B, com tolerância ainda mais ampla.

O nível usado no laboratório da EFAFLU é o 2B, pois vai de encontro às necessidades comuns do mercado. A norma tem valores de tolerâncias aos pontos de trabalho requeridos nas bombas ensaiadas, verificando os graus de aceitação dos ensaios das respetivas bombas. Neste projeto de desenvolvimento de uma bomba esses valores e indicações não são relevantes.

Da norma é importante salientar certas regras e recomendações relativos ao posicionamento das picagens e número de pontos a registar no ensaio. Esses parâmetros são:

- A tomada de medição de pressão à entrada e saída da bomba seja em tubagens de diâmetro igual ao diâmetro de aspiração e descarga da bomba, respetivamente.
- A tomada de pressão à saída esteja na perpendicular ao plano de simetria da voluta, de forma a evitar zonas de distribuição de pressão não uniforme.
- Os ensaios hidráulicos devem registar 5 a 10 pontos e, pelo menos, 2 deles devem estar dentro da extensão de ± 5% do BEP.
- Os manómetros de medição de pressão devem estar a distância mínima da flange de duas vezes o diâmetro de aspiração e de descarga da bomba, de forma a permitir uma leitura mais estável da pressão (Figura 30).

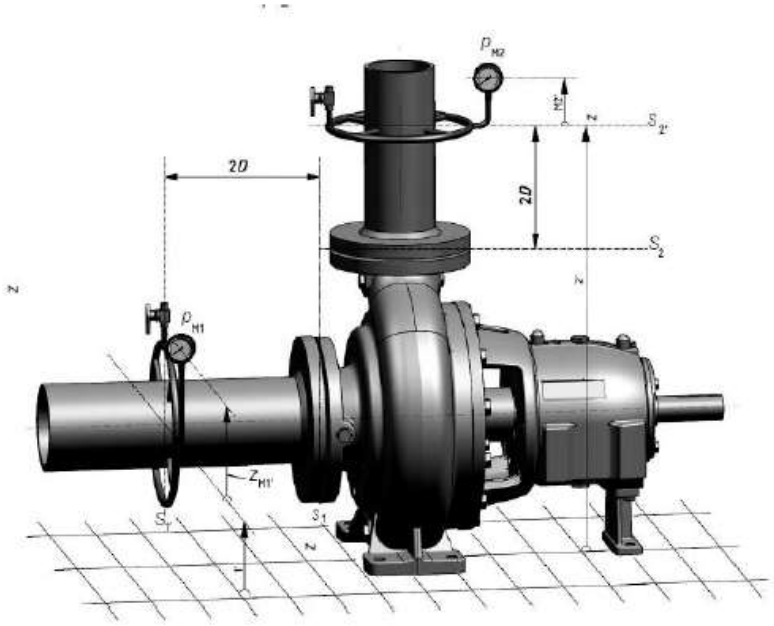


Figura 30. Representação 3D de montagem de bomba e tubagem

3.2 Análise da bomba atual

O desenvolvimento deste projeto tem como base a bomba da EFAFLU modelo NNJ 32-200. A sua denominação tem origem nos diâmetros de saída e do impulsor, respetivamente.

A gama NNJ é constituídas por bombas, eletrobombas e motobombas, normalizadas segundo a norma EN 733 (DIN 24255), com impulsor radial do tipo fechado. Além disso, essas bombas podem ser construídas integralmente em bronze isento de zinco, em vez do usual ferro fundido.

Têm diversas aplicações, desde circulação de água quente ou fria, distribuição de água, sistemas de rega, ou processos industriais. O objetivo deste projeto passa pela melhoria de eficiência desta bomba de forma a superar as eficiências mínimas exigidas para a sua comercialização e tendo sempre em atenção as normas inerentes à bomba.



Figura 31. Bomba NNJ normalizada (EFAFLU, 2017)

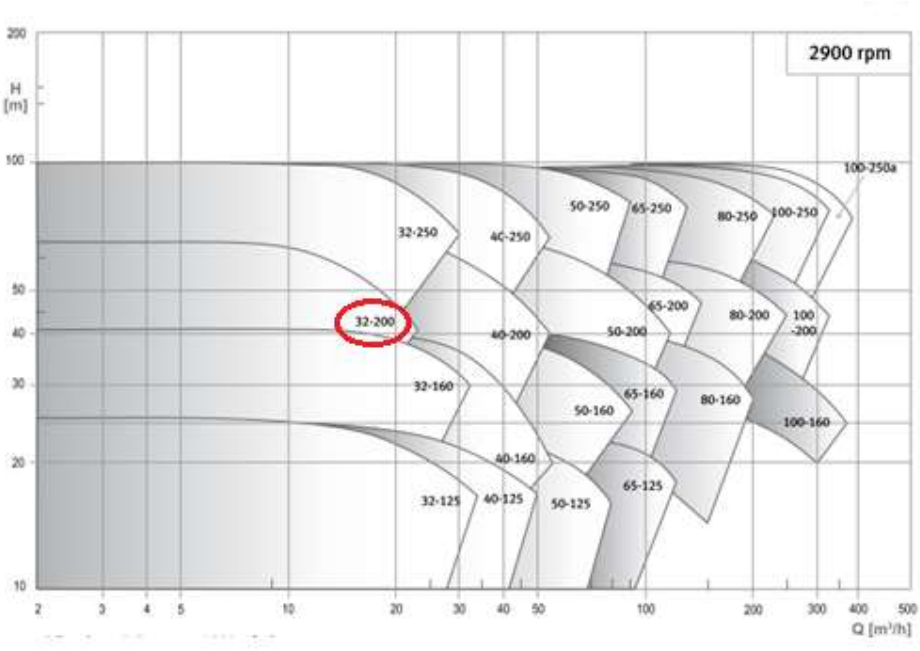


Figura 32. Curvas características das bombas da gama NNJ quando acopladas a um motor de 2900rpm (EFAFLU, 2017)

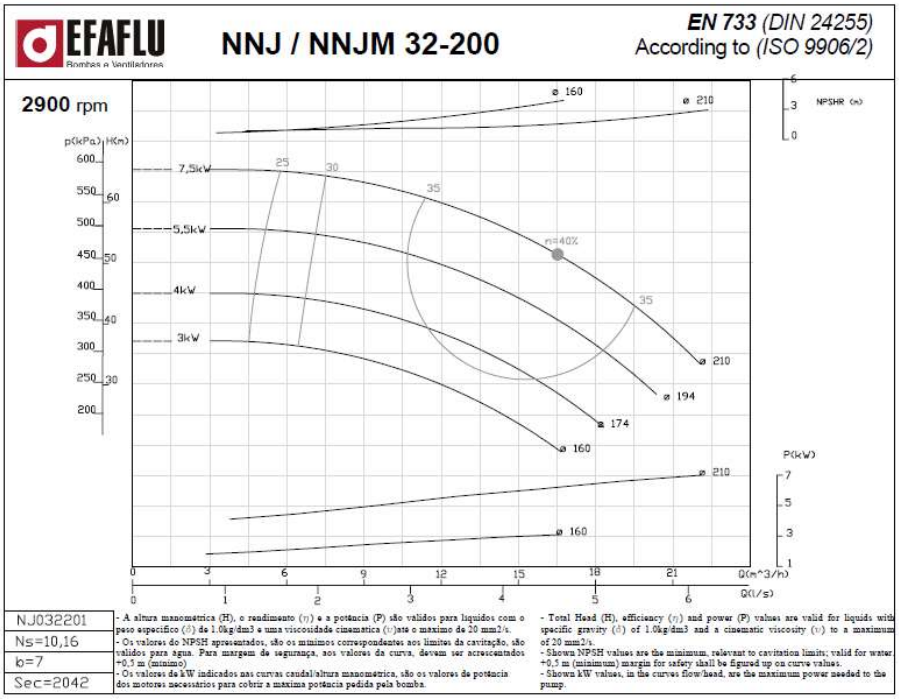


Figura 33. Curva característica da NNJ 32-200 atual acoplada a um motor de 2900rpm (EFAFLU, 2017)

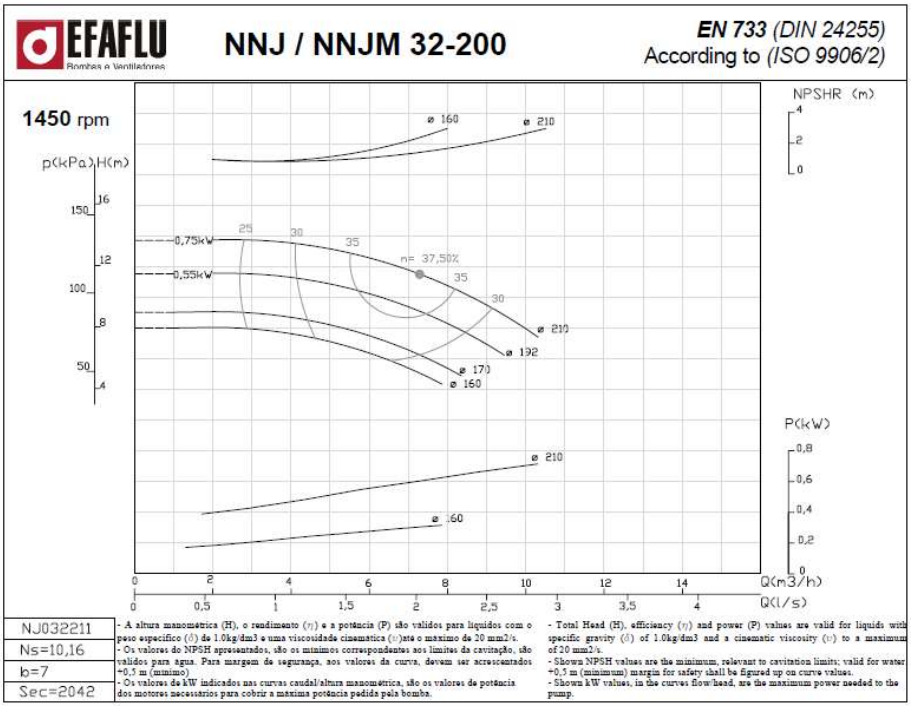


Figura 34. Curva característica da NNJ 32-200 atual acoplada a um motor de 1450 rpm (EFAFLU, 2017)

Realizou-se um ensaio hidráulico da bomba com o impulsor original de forma a verificar os valores das curvas características existentes. De forma a facilitar o desenvolvimento deste projeto na análise efetuada à bomba em questão decidiu abordar-se sempre a bomba de 2 polos para 2900 rpm. A eficiência máxima da bomba atual é de 40% com um motor elétrico acoplado de 7,5 kW. Efetuou-se os cálculos da velocidade específica nesse mesmo ponto onde se tem um caudal de 16,5 m^3/h e uma altura manométrica de 52 m.

$$N_q = 2900 * \frac{\sqrt{\frac{16,5}{3600}}}{(\frac{1}{1} * 52)^{3/4}}$$

$$N_q = 10,14$$

Seguidamente foram efetuados os cálculos das eficiências mínimas exigidas estipuladas para a bomba atual. Os resultados estão apresentados na Tabela 3:

Tabela 3. Eficiência mínima requerida para a bomba atual

	Eficiência mínima requerida
MEI 0.1	η_H = 36.6%
MEI 0.4	η_H = 41.93%
MEI 0.7	η_H= 44.5%

Com os valores registados verifica-se que o rendimento hidráulico (η_H=40%) é inferior ao mínimo exigido pela norma em vigor (MEI 0.4), que é 41.93%, estando assim impedida a sua comercialização.

3.3 Análise das bombas da concorrência

Nesta secção faz-se uma análise e um estudo prévio de bombas dos principais fabricantes mundiais, para que se tenha uma noção do ponto de comparação e de situação em que está mediante o mercado atual. As bombas em questão foram: *Etanorm* da *KSB*, a NK da *Grundfos* e a FH da *Colfax*. Estas empresas são atualmente as grandes referências mundiais em termos de produção de bombas.

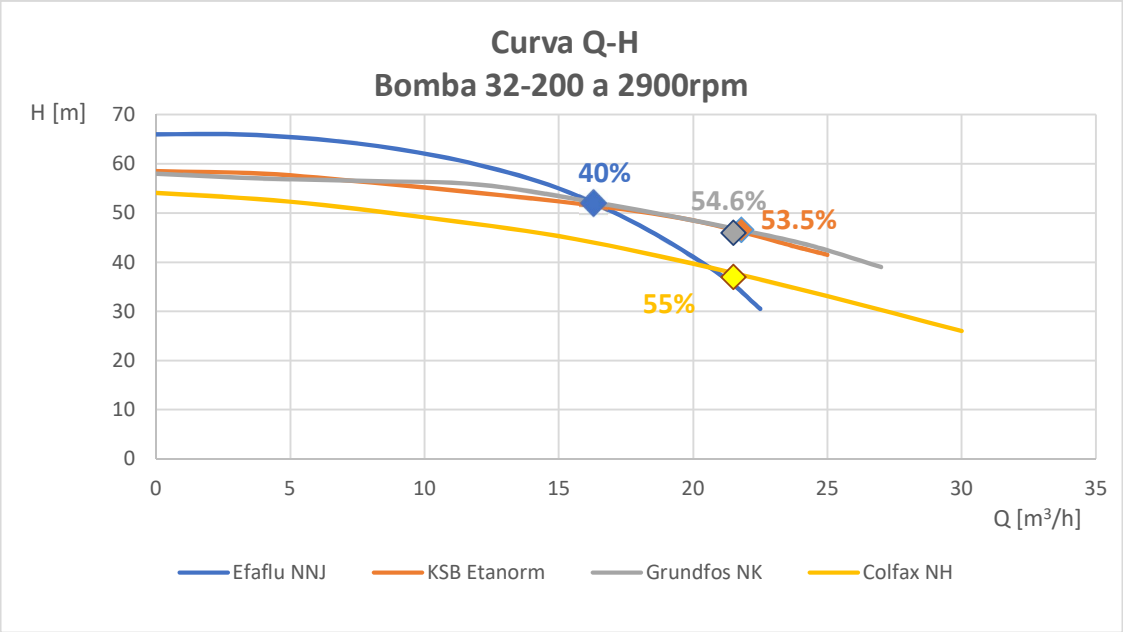


Figura 35. Curvas características da bomba NNJ e da concorrência

No BEP, a eficiência da NNJ é consideravelmente inferior, à da concorrência e a NNJ tem um *shut-off* (Q=0) maior. No entanto, tem um declive maior relativamente às curvas das bombas da concorrência, que são mais planas, condição essa que é desejável neste tipo de bombas. De seguida efetuou-se a comparação da curva da potência requerida ao motor, fator determinante na obtenção de uma boa eficiência.

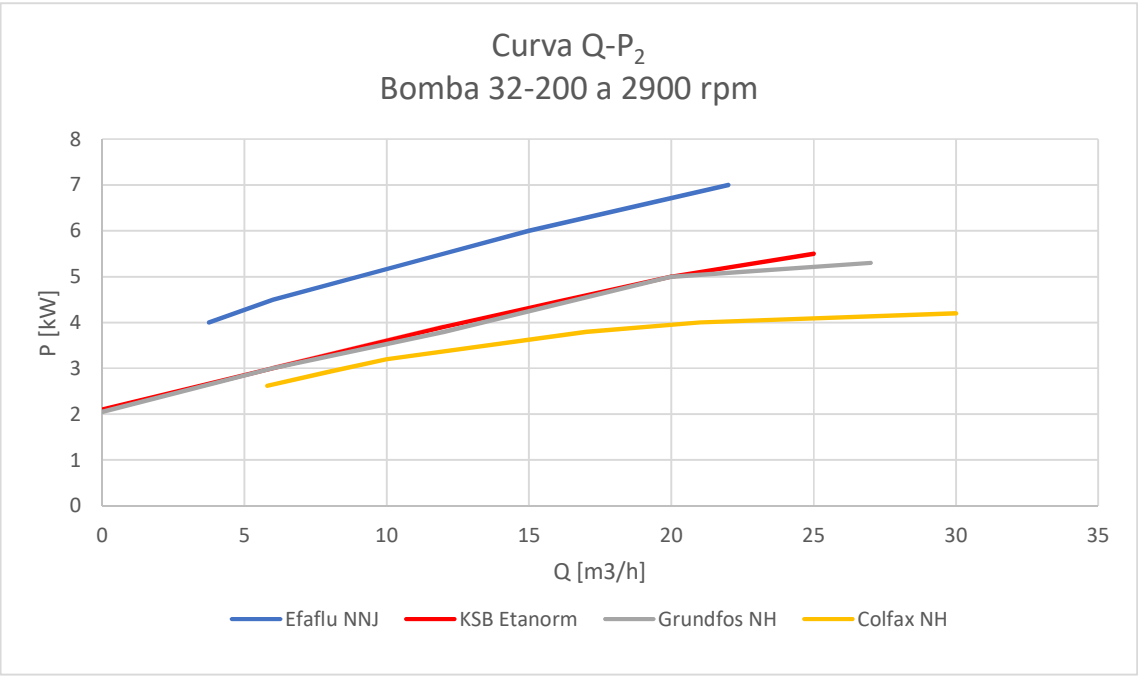


Figura 36. Gráfico Q-P_2 da NNJ e concorrência

Constata-se que, comparativamente com as concorrentes, a bomba atual requer mais potência. O objetivo passou por projetar a nova bomba para que possa ser acoplada a um motor de 5.5 kW.

Tabela 4. Comparação dos principais parâmetros das bombas da concorrência

	BEP [%]	N_q	Shut-off [m]	P_{2max} [kW]	$Ø_{max}$ [mm]	Q_{opt} [m^3/h]	P_{2opt} [kW]	H_{opt} [m]	$NPSH_R$ [m]
Efaflu	40	10.1	65	7.5	210	16.5	6	52	2.5
KSB	53.5	12.7	58.5	5.5	204	21.8	5.2	46.6	3.6
Grundfos	54.6	12.7	58	5.5	207	21.5	5	46	2.1
Colfax	55	14.9	54	4.5	204	21.5	4.1	37	4.2

Foi tomada a decisão de ter como referência a bomba *Etanorm* 32-200 da KSB, pois é uma marca de referência no sector e tem as características desejadas deste projeto.
No projeto hidráulico terá que se encontrar um compromisso em tentar obter uma curva mais plana onde se tente evitar quedas abruptas com o aumento do caudal.

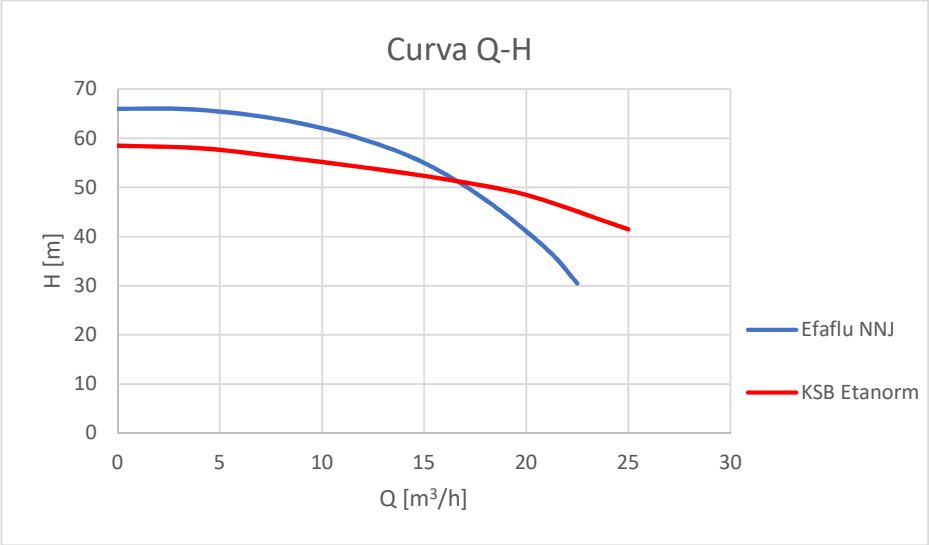


Figura 37. Gráfico Q-H comparando a NNJ e a Etanorm

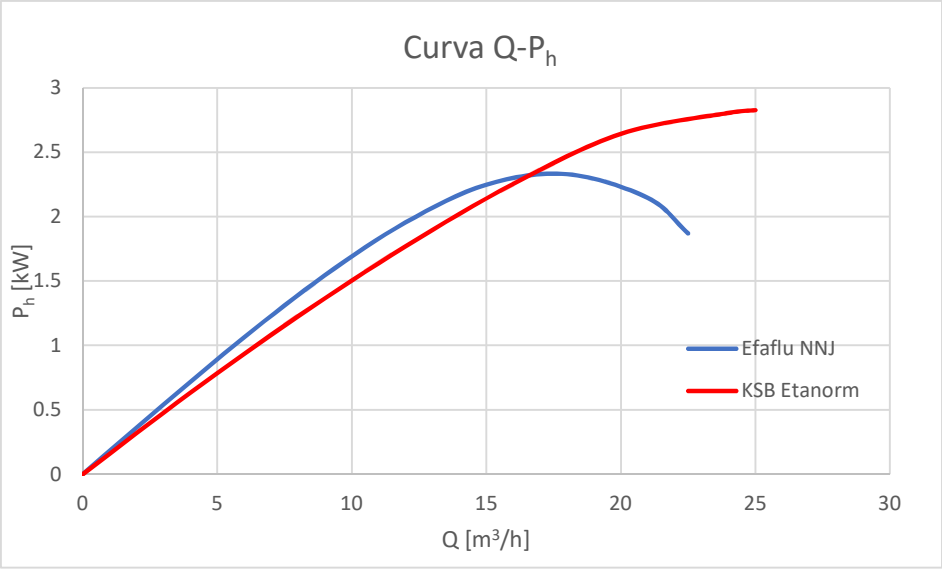


Figura 38. Gráfico Q-P_h comparando a NNJ e a *Etanorm*

Relativamente ao gráfico *Q-P_h* existe uma semelhança em termos de potência hidráulica até caudais a rondar os 15 m^3/h; a partir daí, existe uma quebra na NNJ, enquanto a *Etanorm* mantém a sua curva sempre crescente.

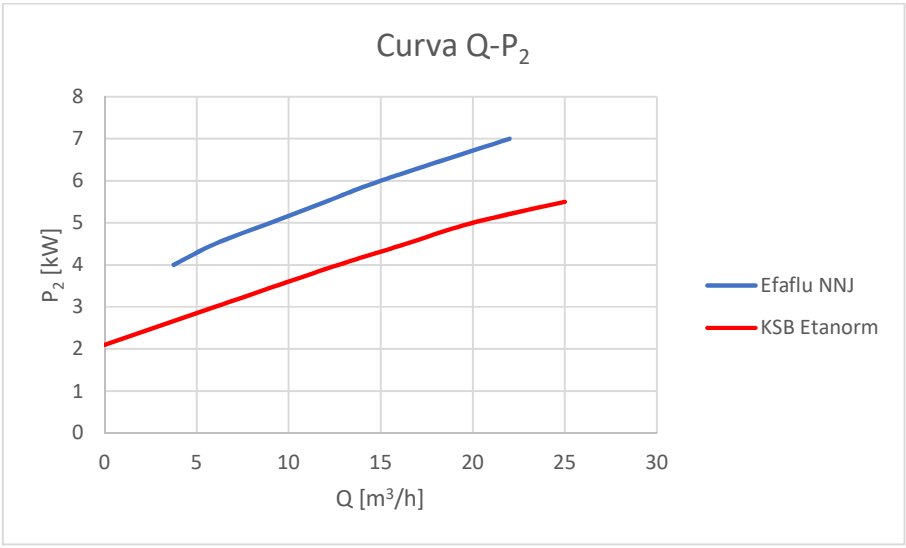


Figura 39. Gráfico Q-P_2 comparando a NNJ e a *Etanorm*

A potência requerida pela bomba, P_2, da NNJ é consideravelmente mais elevada que na *Etanorm*, o que não é desejável, pois terá implicações no consumo de energia inerente e consequentemente um rendimento hidráulico mais baixo.

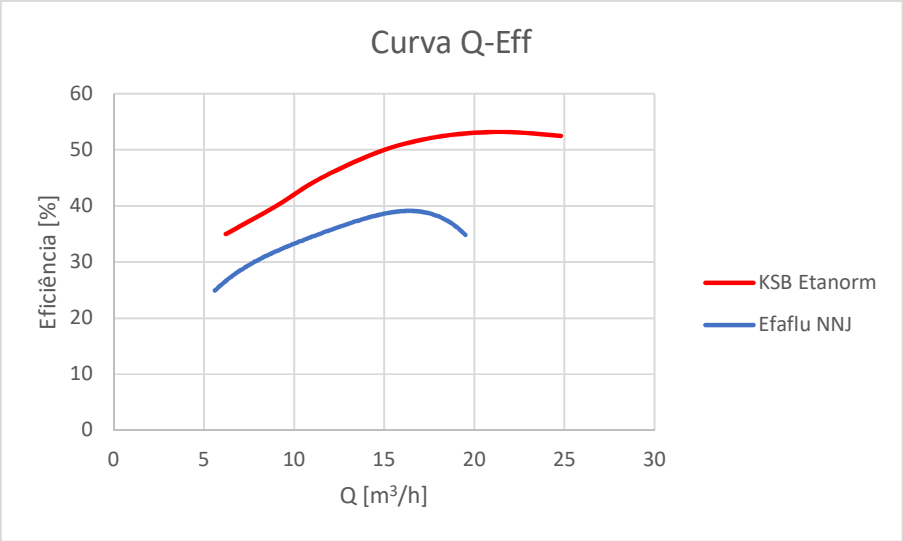


Figura 40. Gráfico Q-Eficiência comparando a NNJ e a *Etanorm*

Em termos de eficiência ou rendimento hidráulico, existe uma diferença de cerca de 10 pontos percentuais em quase toda a curva. Existem vários fatores para essa diferença, como a NNJ ter um motor acoplado de 7,5 kW ao invés do de 5,5 kW da KSB. A diferença de motores tem custos no seu preço e na potência absorvida à rede, P_1, e consequentemente irá ter influência no rendimento hidráulico. Vamos definir como objetivo o acoplamento de um motor de 5,5 kW de 2 polos neste projeto hidráulico.

3.4 Definição de objetivos

Após efetuada a análise à bomba atual e tomado um ponto de partida, foi necessário definir os objetivos do projeto que foram:

- Cumprir MEI 0,4 e, se possível, superar o MEI 0,7
- Obrigatoriamente, $\eta_H > 51\%$, se possível $\eta_H > 54\%$
- Restringir potência nominal máxima do motor de 2 polos a 5,5 kW
- Restringir a velocidade específica entre $12 < N_q < 14$, de acordo com a norma EN733.

Utilizando os novos dados no BEP ($Q = 21$ m^3/h, $H = 46$ m) e um rendimento hidráulico esperado de 54%, consegue-se determinar a potência nominal da bomba:

$$\eta_H = \frac{P_H}{P_2} \Leftrightarrow$$

$$\eta_H = \frac{\left(\frac{Q}{3600}\right).\rho.g.H}{P_2} \Leftrightarrow$$

$$P_2 = \frac{\left(\frac{21}{3600}\right).1000 * 9.81 * 46}{0.54} = 4874.72[W] = 4.875\ [kW]$$

Constatou-se que o valor está dentro do esperado e desejado, mas a curva da potência P_2 não termina no BEP, logo é necessário estabelecer um caudal máximo e verificar que até ao final da curva o motor não entre em sobrecarga. Posteriormente este assunto será novamente abordado.
Segundo *Güllich* no cálculo do *shut-off* (Q=0) é definido que para baixas velocidades especificas, $N_q < 40$, recomenda-se o uso da seguinte condição $1.2 < H_0/H_{opt} < 1.25$. Logo deveremos ter um *shut-off* entre $55.2 < H_o < 57.5$ m. A decisão recaiu no maior valor pois é mais similar com a bomba da KSB.
Com estes dados, pode-se então definir as curvas *Q-H* e *Q-P*$_2$ pretendidas na nova bomba, que são apresentadas nas figuras 41 e 42, respetivamente.

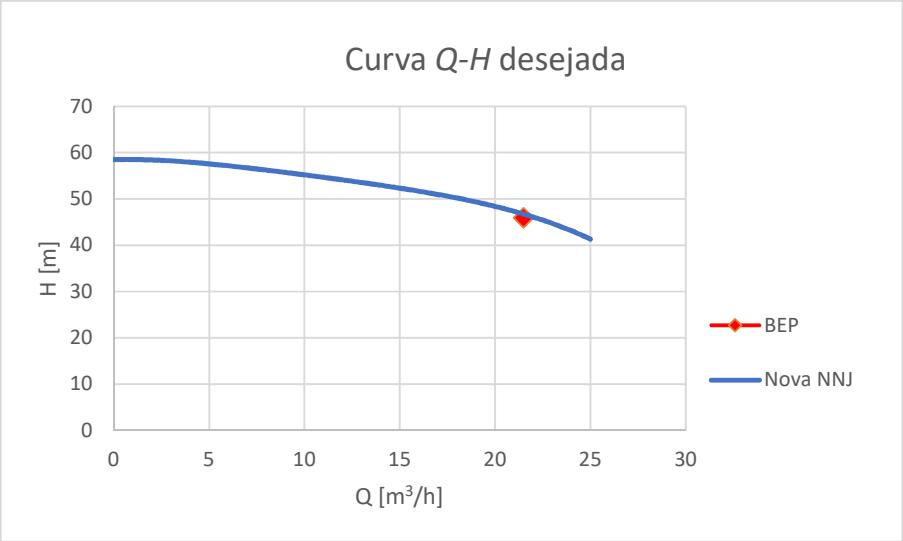


Figura 41. Curva Q-H desejada da nova bomba

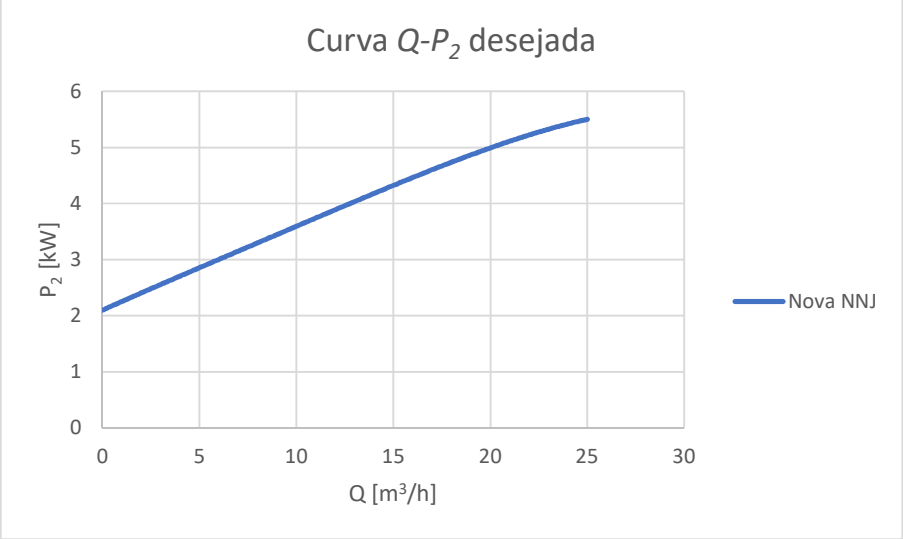


Figura 42. Curva Q-P$_2$ desejada da nova bomba

Na tabela 5 é possível verificar as principais diferenças entre as características da bomba atual com o novo projeto (bomba objetivo).

Tabela 5. Comparação entre a bomba objetivo e a bomba atual

	Bomba objetivo	Bomba atual	Evolução
H_{max} [m]	57.5	65	↓ 7.5 m
P_{2max} [kW]	5.5	7.5	↓ 2 kW
N_q	12.5	10.14	↑ 2.36
η_{max} [%]	55	40	↑15 %
Q_{opt} [m^3/h]	21	16.5	↑ 4.5 m^3/h
P_{2opt} [kW]	5.1	6	↓ 0.9 kW
H_{opt} [m]	46	52	↓ 6 m
$Ø_{max}$	210	210	± =

Como se pretende aumentar a velocidade específica e alterar o ponto de melhor eficiência, a eficiência mínima exigida alterar-se-á. Deste modo, efetuou-se o cálculo das novas eficiências mínimos exigidas:

Tabela 6. Eficiência mínima requerida da bomba projetada

	Eficiência mínima requerida n=2900prm	Eficiência mínima requerida n=1450prm
MEI 0.1	η = 45.11%	η = 43.95%
MEI 0.4	η = 50.44%	η = 48.46%
MEI 0.7	η = 54.00%	η = 50.42%

4 Desenvolvimento do projeto

Neste capítulo aborda-se o desenvolvimento do projeto hidráulico, ou seja, a conceção de um novo impulsor. Este é um processo cíclico iterativo que tem por objetivo obter a máxima eficiência para esta bomba.

Primeiramente, efetuaram-se os cálculos teóricos, tendo por base o *Centrifugal Pumps* de *Güllich*, para, de seguida, passar ao desenho assistido por computador, CAD, através do software *CFTurbo*, onde se consegue ter uma visualização 3D e recomendações relativas a cada passo que se efetua e a cada parâmetro que se altera.

De seguida, a bomba desenhada no *CFTurbo* é exportada num formato compatível com o *software* de simulações CFD utilizado, *TurbomachineryCFD*. Este *software* permite otimizar de forma iterativa os projetos obtidos no CFTurbo, comparando resultados entre simulações.

Por fim, um processo de otimização descrito num artigo cientifico sobre otimização de bombas centrífugas conjugando simulações CFD com o método de Taguchi, foi usado para encontrar os parâmetros mais adequados para maximizar o rendimento hidráulico da bomba.

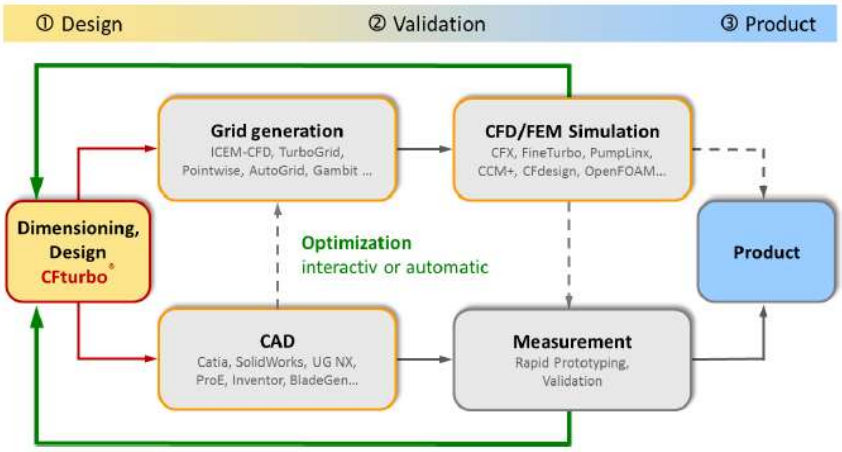


Figura 43. Processo completo do desenvolvimento de uma bomba (CFTurbo GmbH, 2017)

4.1 Principais dimensões de um impulsor

A melhoria de eficiência da nova bomba vai resultar do projeto de um novo impulsor. Antes de entrar no desenho CAD, efetuou-se um estudo teórico do impulsor, através do auxílio do livro *Centrifugal Pumps*, de *Johann Friederich Güllich*, de forma a verificar a influência de cada parâmetro no desenho hidráulico de uma bomba centrífuga.

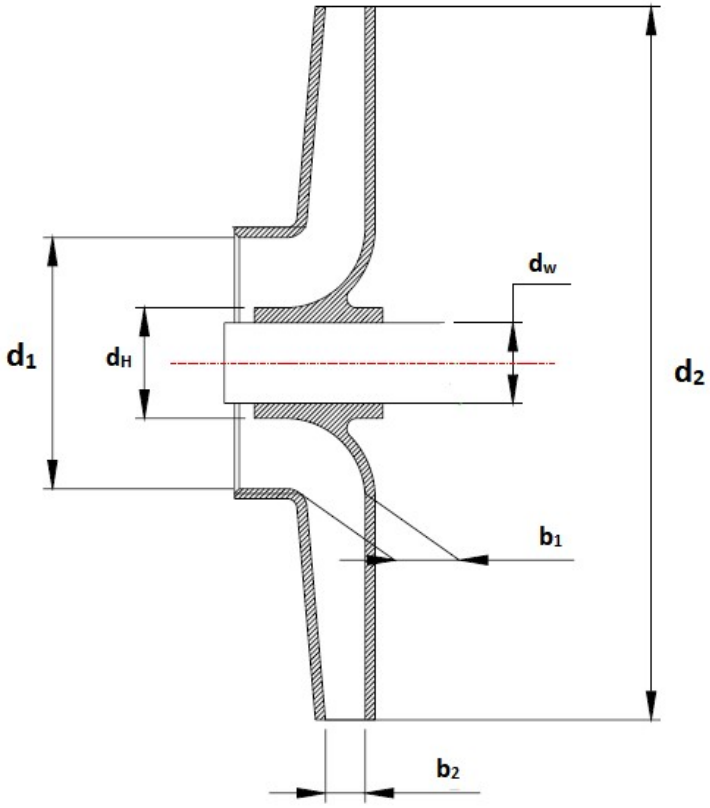


Figura 44. Principais parâmetros do projeto de um impulsor

Como se pode observar na figura44 d_1 é o diâmetro de entrada ou de sucção, d_2 é o diâmetro externo do impulsor, d_w é o diâmetro do veio do impulsor, d_H é o diâmetro do cubo, b_1 é a largura de entrada e, por fim, b_2 é a largura da saída ou altura da pena.

Parâmetros de entrada e condições de operação

Dependendo do tipo de bomba e da sua aplicação, o desenho hidráulico deve cumprir um certo número de requisitos e condições-limite:

- Os cálculos são invariavelmente baseados no ponto de melhor eficiência definindo (Q_{opt}, H_{opt}) a uma determinada velocidade de rotação, n.
- O caudal máximo Q_{max} será usado para analisar a ocorrência de cavitação.
- Na maioria das aplicações é pedida uma curva Q-H estável, ou seja, onde a altura manométrica, H, decresce gradualmente com o aumento do caudal, Q.
- É recomendado para um *shut-off*, para bombas com baixas velocidades especificas (N_q < 40), o uso da seguinte condição $1.2 < H_0/H_{opt} < 1.25$. Quanto mais próximo de 1.2 melhor, mas nunca abaixo desse valor, de forma a não comprometer a estabilidade da curva Q-H.

Primordialmente num projeto hidráulico de um impulsor, devem ser determinadas as dimensões principais e os ângulos das penas. Os cálculos relevantes são explicados passo a passo ao longo desta secção, segundo os critérios de *Gülich*:

Diâmetro do veio, d_w

O binário de acionamento tem de ser transmitido ao impulsor. É nesta altura que são considerados o material e a tensão de corte admissível no veio, τ_{al}. O diâmetro mínimo do eixo pode ser calculado pela equação:

$$d_w = \left(\frac{16P_{max}}{\pi\omega\tau_{al}}\right)^{\frac{1}{3}} = 3.65\left(\frac{P_{max}}{n\tau_{al}}\right)^{\frac{1}{3}} \quad [m] \qquad (4.1)$$

com P_{max} em W, n em rpm e τ_{al} em N/m^2.

Para satisfazer todos os critérios de dimensionamento e operação, é frequente dimensionar o diâmetro do eixo acima do mínimo calculado.

Diâmetro externo do impulsor, d_2

É recomendada a seguinte equação para o cálculo do diâmetro externo do impulsor:

$$d_2 = \frac{60}{\pi n}\sqrt{\frac{2gH_{opt}}{\Psi_{opt}}} = \frac{84.6}{n}\sqrt{\frac{H_{opt}}{\Psi_{opt}}} \quad [m] \qquad (4.2)$$

em que Ψ_{opt} é o coeficiente de pressão no ponto de melhor eficiência. Para obtenção do valor de Ψ_{opt}, quanto mais perto da curva superior (figura 45), mais plana é a curva, mas aumenta a probabilidade de risco de instabilidade da bomba através da curva Q-H. Para bombas com velocidades especificas baixas, obtemos uma melhor eficiência com altos valores do coeficiente de altura, Ψ_{opt}, porque nestes casos as perdas por fricção do disco do impulsor são um fator a ter em consideração.

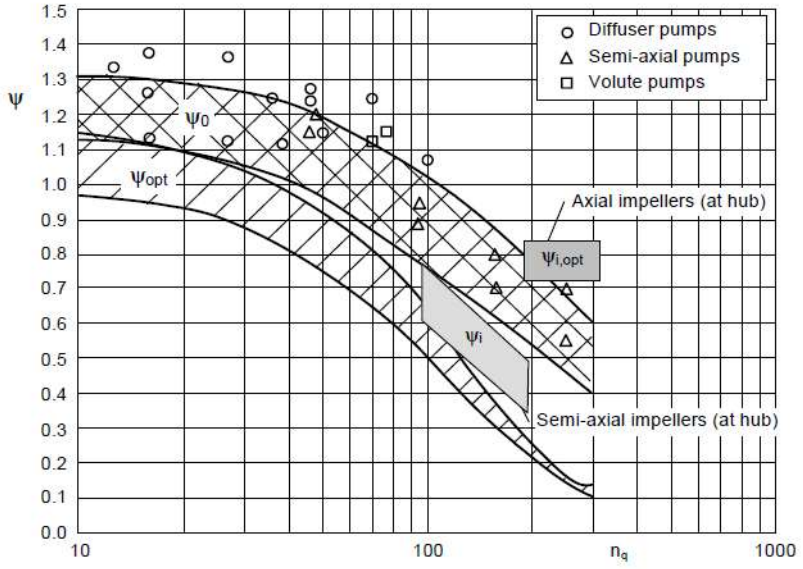


Figura 45. Valores do coeficiente de pressão (Gullich, 2008)

Diâmetro de entrada do impulsor ou diâmetro de sucção, d_1 ou d_S

A seleção do diâmetro de entrada do impulsor depende dos requisitos associados à cavitação. Existem três possibilidades para este cálculo. O primeiro, dimensiona o diâmetro de sucção a partir de uma velocidade mínima relativa w_1; o segundo, a partir de uma velocidade especifica de sucção, $n_{ss;}$ o último, a partir do λ selecionado, ou seja, para um mínimo NPSH, em que o λ é o coeficiente de cálculo do NPSH. A opção recaiu no cálculo do diâmetro para uma mínima velocidade relativa, uma vez que os restantes critérios necessitam da introdução de dados empíricos de NPSH, não disponíveis nesta fase. Em futuras iterações podem ser utilizados outros critérios, consoante a característica que se queira otimizar:

$$d_1 = f_{d_1}\sqrt{d_n^{*2} + 1.48 \times 10^{-3}\Psi_{opt}\frac{n_q^{1.33}}{(\eta_V \delta_r)^{0.67}}} \qquad [m] \qquad (4.3)$$

Onde f_{d1} pode variar de 1.05 até 1.15 para velocidades específicas de 15 até 40, respetivamente. O valor de δ_r é obtido de:

$$\delta_r = 1 - \frac{c_{1m}}{u_{1m}\tan\alpha_1} \qquad [-] \qquad (4.4)$$

Número de penas do impulsor, Z_{La}

Para bombas com valores de velocidade específica entre 10 e 120, é recomendado que o impulsor deve ter 5 a 7 penas, de forma a ter uma curva estável e evitar ruídos, vibrações e pressões exageradas desnecessárias.

Altura da pena ou largura de saída do impulsor, b_2

Devido a efeitos como a recirculação, cuja quantificação é desconhecida previamente, não é possível um cálculo exato. A solução passa pela utilização de uma aproximação:

$$b_2 *= \frac{b_2}{d_{2a}} \qquad [m] \qquad (4.5)$$

b_2* pode ser aproximado através do seguinte gráfico (figura 46), a partir da velocidade específica. De forma a obter um escoamento uniforme e evitar desnecessárias perdas por dissipação viscosa de turbulência, b_2* deve ser selecionado o mais próximo possível da curva inferior, desde que não afete a estabilidade da curva característica da bomba.

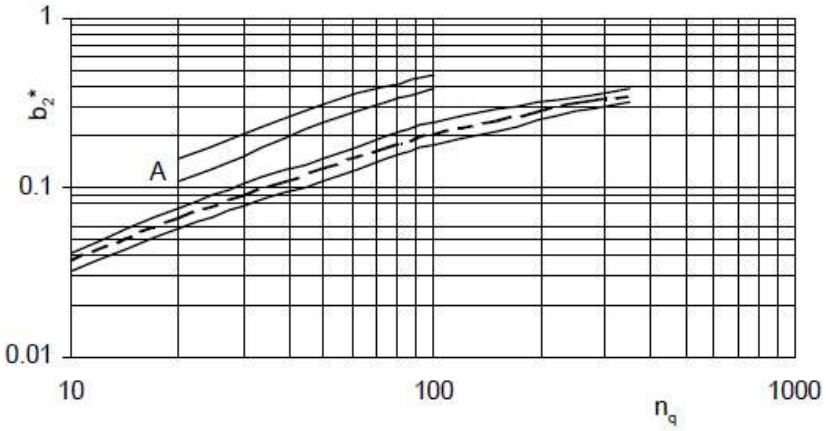


Figura 46. Largura de saída do impulsor função da velocidade especifica

Ângulos de entrada da pena

Uma vez determinado o diâmetro de entrada do impulsor, d_1, o ângulo de entrada, β_{1B}, é obtido adicionando o coeficiente de incidência i_1 selecionado ao ângulo do escoamento β'_1, logo $\beta_{1B} = \beta'_1 + i_1$. O sobrescrito' refere-se ao atrito da pena.

$$\beta_1 = arctan\frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \quad [°] \qquad (4.6)$$

$$\beta'_1 = arctan\frac{c_{1m}T_1}{u_1 - c_{1u}} \quad [°] \qquad (4.7)$$

$$T_1 = \left\{1 - \frac{z_{La}e_1}{\pi d_1 sin\beta_{1B} sin\lambda_{La}}\right\}^{-1} \quad [-] \qquad (4.8)$$

Onde T_1 é o coeficiente de bloqueio à entrada da pena, λ_{La} é o ângulo entre as penas e o prato posterior, e e_1 a espessura de entrada da pena.

Ângulo de saída, β_{2B}

Para impulsores radiais com 5 a 7 penas, o ângulo β_{2B} é normalmente selecionado entre 15 e 45º - sendo na maioria dos casos 20º < β_{2B} < 27º. O β_{2B} e o b_2 são dependentes um do outro e tem de existir um compromisso entre ambos, de forma a obter o máximo de eficiência sem que isso afete a estabilidade da bomba. Um possível critério é minimizar o ângulo de desvio (*slip*) $\delta_2 = \beta_{2B} - \beta_2$, o qual não pode exceder 10 a 14º, de forma a evitar turbulência e escoamentos não-uniformes.

Por outro lado, a equação seguinte descreve β_{2B} tendo em conta a definição do coeficiente *slip*.

$$tan\beta_{2B} = \frac{c'_{2m}}{u_2 - c_{2u\infty}} \quad [°] \qquad (4.9)$$

Espessura da pena, *e*
Os requisitos que dizem respeito à resistência mecânica determinam a espessura da pena, e dependem da velocidade específica, do número de penas, da largura de saída, do material e efeitos de corrosão que limitam a tensão de corte admissível. *Gülich* refere que estes requisitos são normalmente cumpridos quando e/d_2 = 0,016 a 0,022. É recomendado as pontas das penas em forma elíptica.
De forma a obter uma fundição com qualidade, a espessura das penas deve ser entre 3 a 5 mm.

4.2 Modelação em CFTurbo CAD

O *CFTurbo* é um *software* de CAD interativo aplicado à conceção de turbomáquinas. É originário da Universidade Tecnológica de Dresden e está no mercado desde 2005. Tem cerca de 200 clientes ativos um pouco por todo o mundo e serve das mais variadas indústrias, desde a indústria automóvel, aeronáutica, aeroespacial passando por outras indústrias do ramo da engenharia mecânica, entre outras.

Este *software* é baseado em *CAE*, *computer aided engineering* e foi desenvolvido com o intuito de facilitar o desenvolvimento de projetos de turbomáquinas, tendo sempre imagens gráficas correspondes às mudanças efetuadas. Contém inúmeras funções teóricas e empíricas fundamentadas nos livros de conceção de bombas, como por exemplo, *Stepanoff* e *Gullich*.

Nas figuras 47 à 51 estão representadas o ambiente gráfico inicial do programa. Os parâmetros de entrada admitidos são, em suma: o caudal *Q*, a altura manométrica *H* e a velocidade de rotação *n*. É necessário também a introdução do tipo de fluido e a direção da rotação. Com esta informação, o *CFTurbo* fornece imediatamente o tipo de impulsor mais favorável para estes parâmetros (impulsor radial), bem como alguns dos principais dados na seleção da bomba (figura 47).

O *CFTurbo* permite projetar vários componentes, como o impulsor, a voluta, o difusor, tubagens, sendo possível observar a sua modelação 3D a cada passo da conceção. Dispõe de um separador *Performance prediction*, que permite observar as curvas teóricas de desempenho da bomba obtidas a partir do método de *Euler*, sendo os mais importantes a eficiência, a altura manométrica e a potência requerida ao motor.
Como foi referido acima, este software permite a conceção de um modelo 3D da bomba que está a ser projetada. O separador *3D Model* permite a visualização e a manipulação dos modelos 3D dos componentes concebidos. No fim do projeto, o *software* dispõe de um relatório com as principais dimensões e dados de desempenho da bomba (Anexo A).

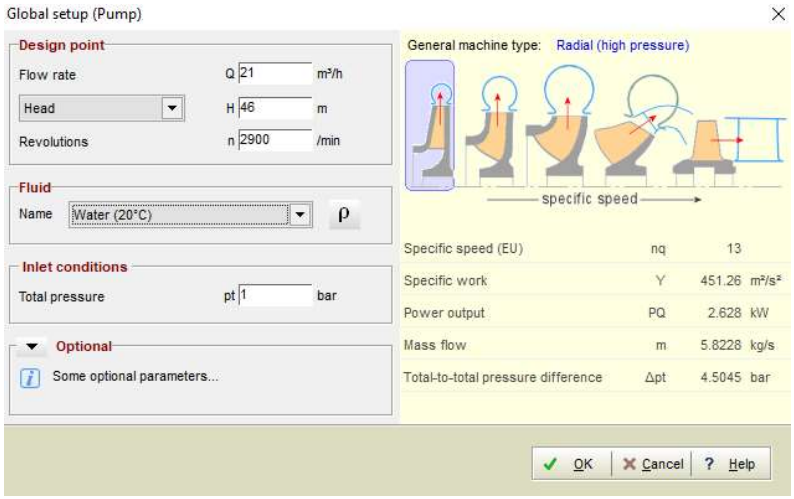


Figura 47. Dados iniciais implementados no *CFTurbo*

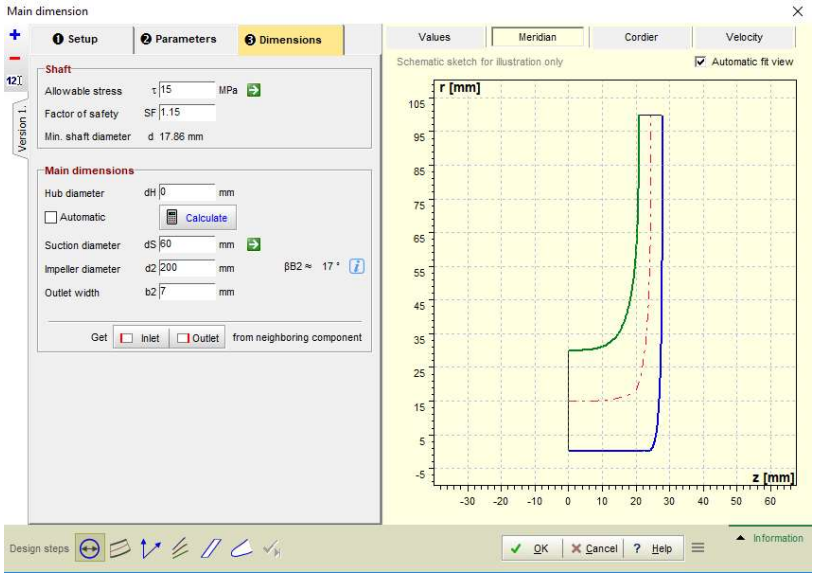


Figura 48. Principais dimensões do impulsor

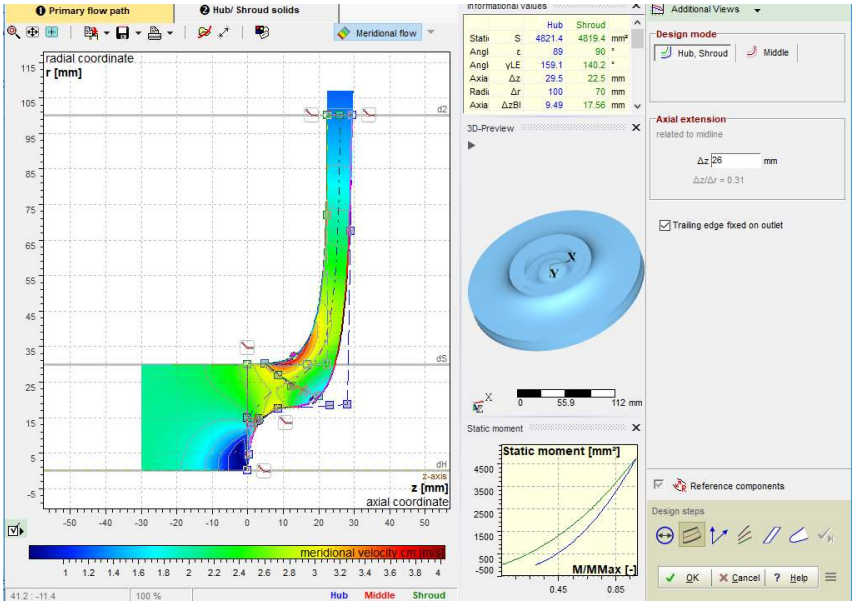


Figura 49. Plano meridional do impulsor

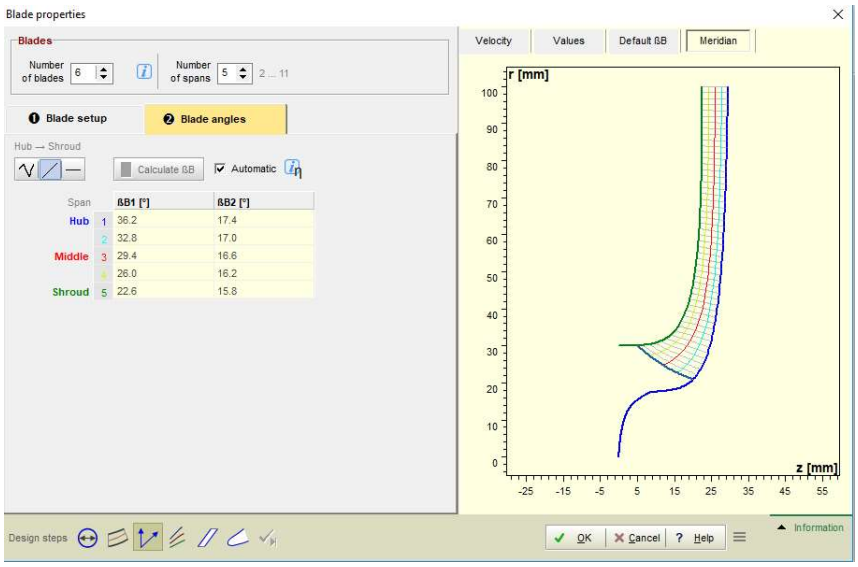


Figura 50. Número de penas do impulsor e ângulos das penas

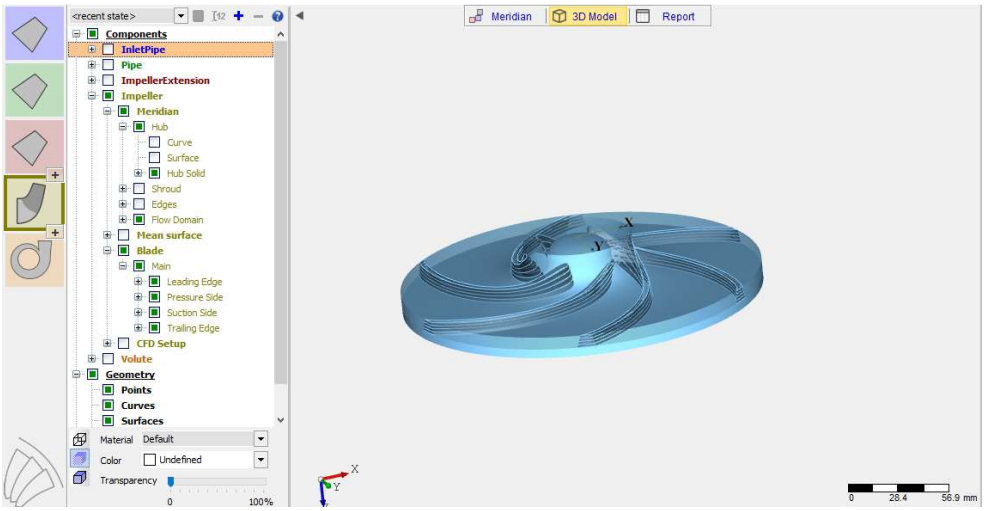


Figura 51. Novo impulsor sem o *shroud*

Nesta fase do projeto considerou-se que se obteve um desenho de impulsor aparentemente sólido, de acordo com as recomendações do *Gullich* e por isso inicia-se o projeto do desenho da voluta, que é consequência do impulsor.

Antes de exportação do ficheiro, é necessário adicionar dois componentes complementares. Conforme abordado na secção 3.2, a norma ISO 9906 impõe que, para que os ensaios sejam válidos, é necessário garantir que os escoamentos estejam totalmente desenvolvidos. Então, foi necessário adicionar dois novos componentes com a forma de um tubo com o comprimento de duas vezes o diâmetro de aspiração, 50 mm, e duas vezes o diâmetro de descarga, 32 mm, respetivamente (figura 53 e 54). Com estes passos a conceção da nova bomba NNJ 32-200 está concluída.

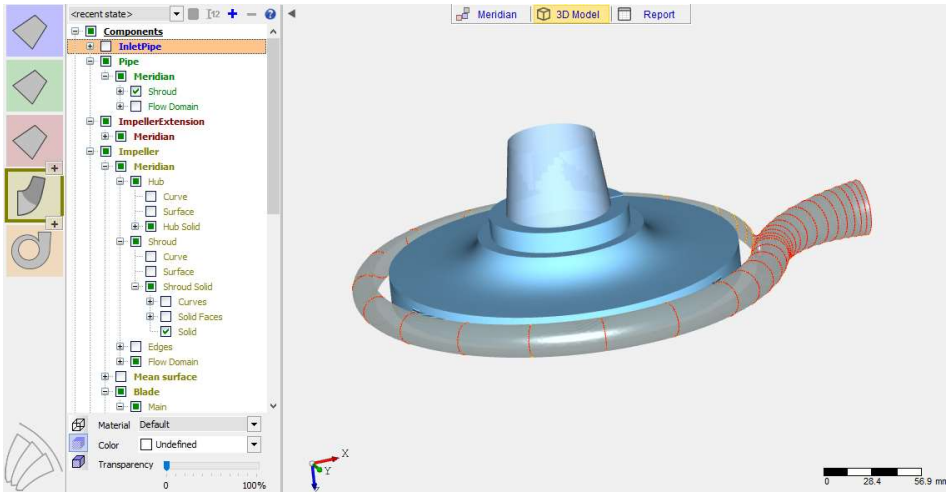


Figura 52. Nova bomba com todos os seus elementos

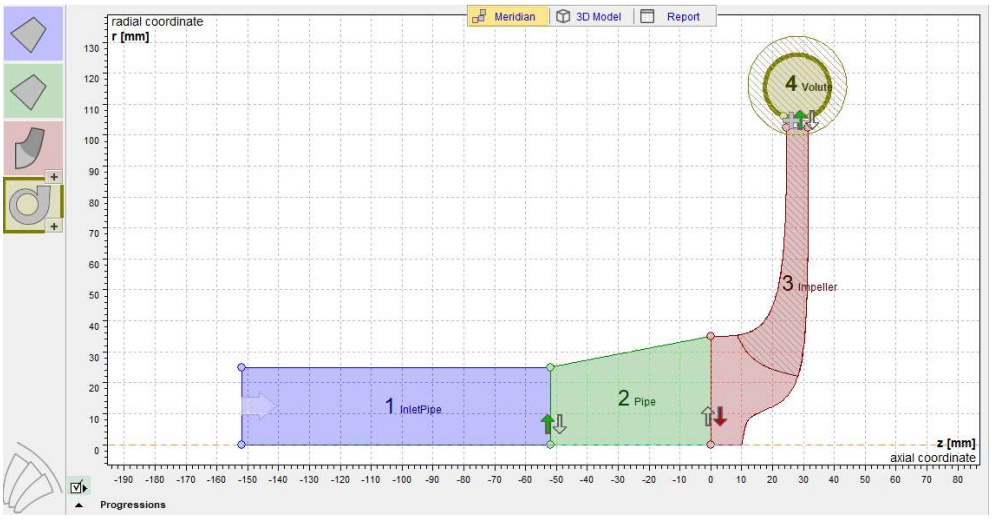


Figura 53. Modelo 2D da bomba pronta a ser exportada para o CFD

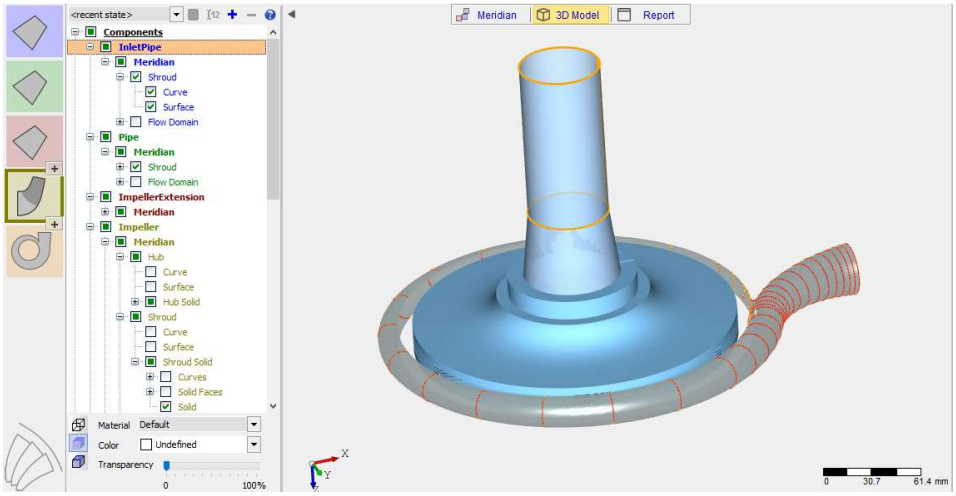


Figura 54. Previsão 3D do projeto

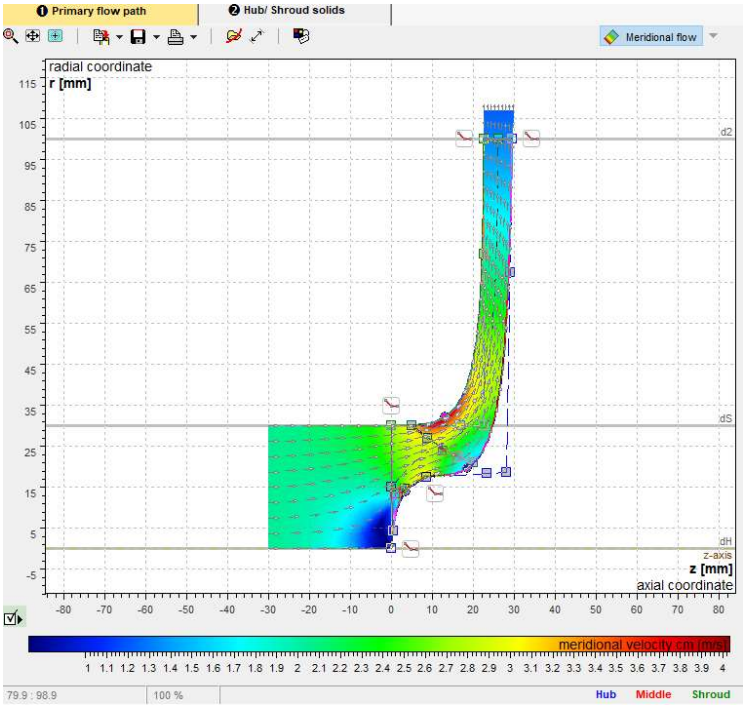


Figura 55. Impulsor com os vetores velocidades

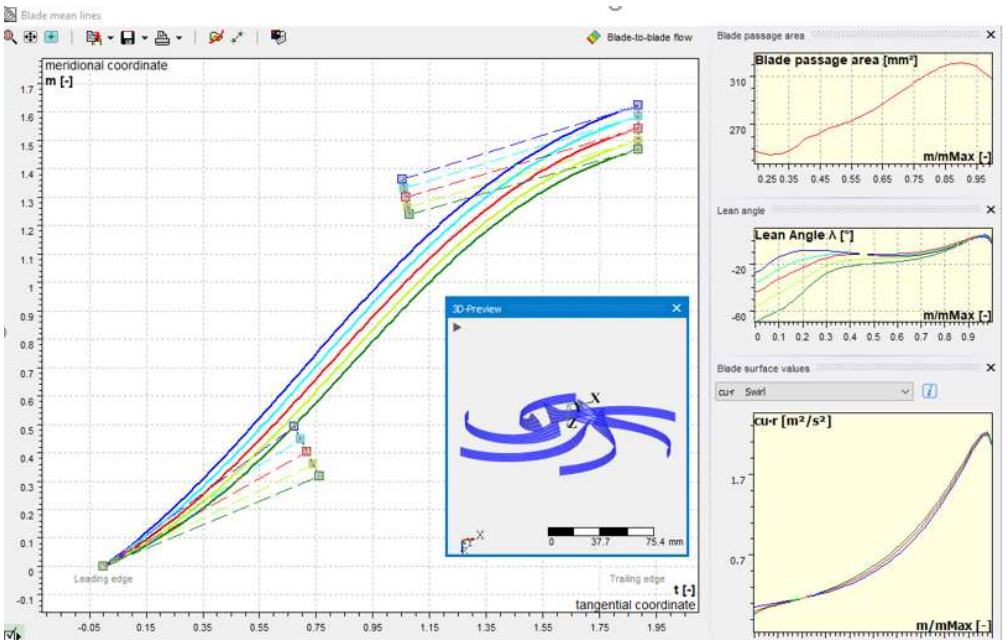


Figura 56. Bordo de ataque e bordo de fuga e área de passagem das penas

4.3 Implementação no *Turbomachinery CFD*

Programas de CFD são utilizados maioritariamente em estudos prévios, permitindo ao utilizador testar várias soluções alternativas e, de acordo com os resultados obtidos, tentar abordagens diferentes de uma forma célere. Ao fornecer uma base sólida de informação para os ensaios práticos posteriores, os programas de CFD representam uma significativa poupança económica, e permitem otimizar os processos de pesquisa e recolha de dados (Pinto, 2012).

A utilização de CFD impõe-se no caso particular deste projeto, uma vez que era inconcebível fazer uma quantidade enorme de bombas e ensaios hidráulicos. O *software* utilizado foi o *TCFD-TurbomachineryCFD*, que serve de validação da otimização efetuada no *CFTurbo*.

O TCFD é uma plataforma CFD para simulações de escoamentos no interior de turbomáquinas e tem por base o *OpenFOAM*. O *CFD Support* é relativamente recente, foi criado em 2009 e é um software CFD inteligente, prático e intuitivo de usar. Foi concebido para simulações CFD de todo o tipo de turbomáquinas ou máquinas rotativas, desde bombas, compressores, turbinas, turbos, ventiladores.

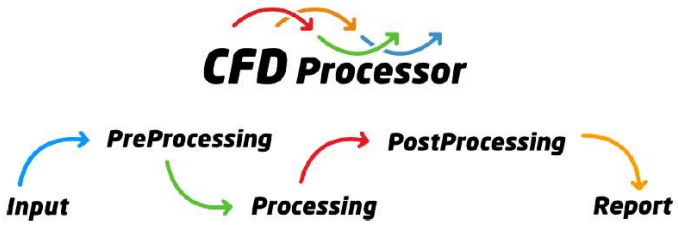


Figura 57. Etapas de uma simulação CFD

Existem cinco fases na simulação CFD: o *input*, o pré-processamento, a simulação, o pós-processamento e o relatório das simulações. O input é a fase do processo onde se introduz os dados relativos ao método de turbulência utilizado, condições de fronteiras, intensidades de energia turbulenta, rácio de dissipação turbulento e valores do sub-relaxamento. É necessário também a introdução das restrições para que a simulação seja a mais próximo possível da realidade. O pré-processamento utilizado neste projeto foi a geração do ficheiro para o CFD importado do *CFTurbo* e a geração da malha dos componentes da bomba. De seguida realizam-se as simulações. Segue-se a fase do pós-processamento, onde se consegue tirar partido das potencialidades do programa. Com um *software* interativo, consegue-se visualizar variações de pressão, fluxos, velocidade, podendo assim prever zonas críticas da bomba. Por último gera-se o relatório, que reúne toda a informação acerca da simulação desde gráficos *Q-H*, *Q-eficiência*, convergência de resíduos, a velocidades e pressões entre cada componente da bomba, entre outras.

Nas figuras 58 a 60 estão representados o ambiente gráfico inicial do programa e alguns dados dos parâmetros de entradas introduzidos.

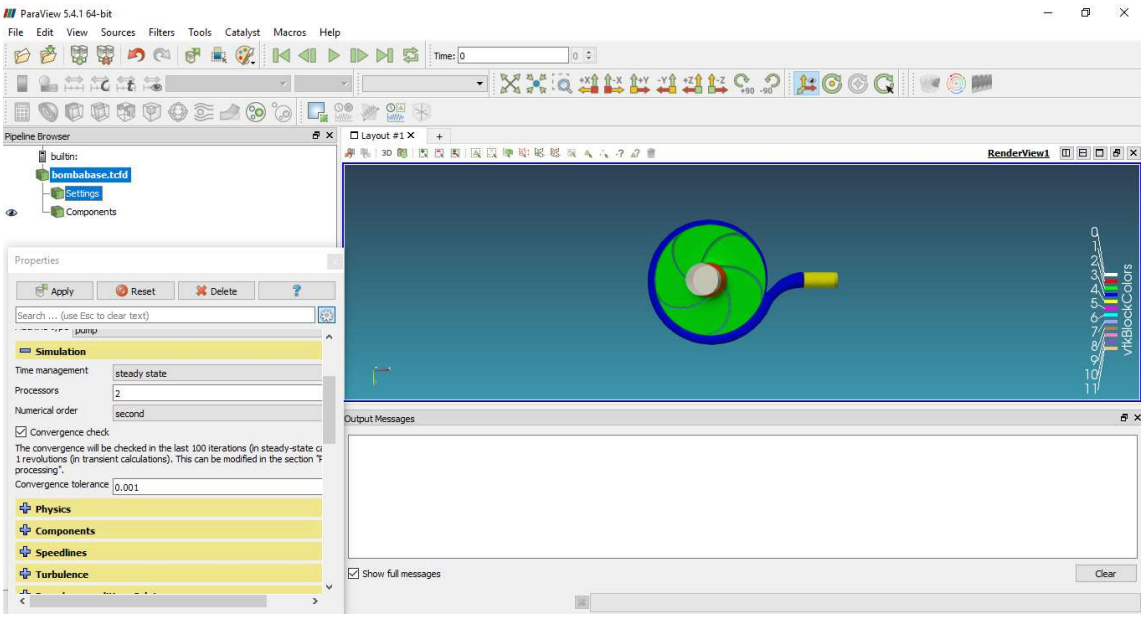


Figura 58. Ambiente gráfico inicial do TCFD

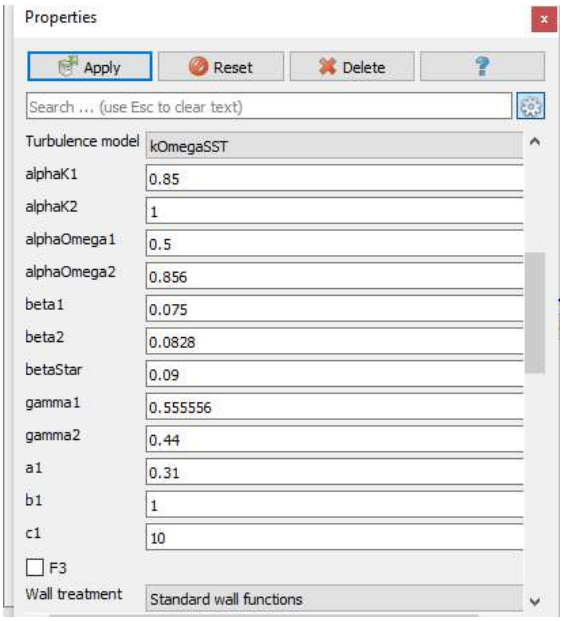


Figura 59. Dados do método de turbulência usado no TCFD

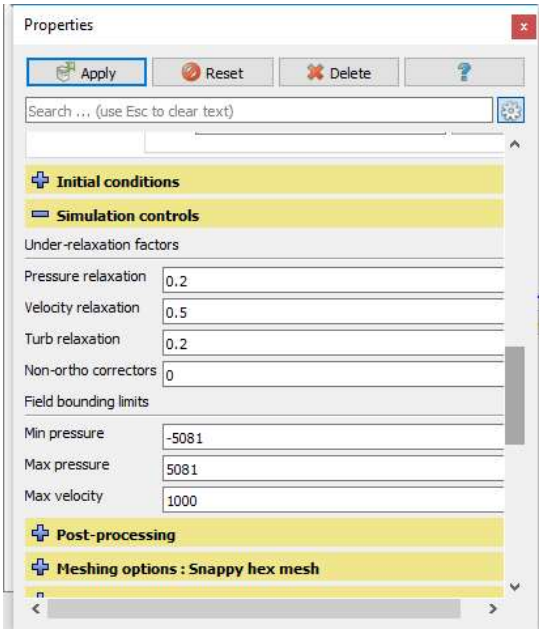


Figura 60. Controlos de simulação do TCFD

As simulações foram realizadas considerando regime estacionário, usando um método de segunda ordem de precisão e a tolerância de convergência usada foi 10^{-3}. A formação da malha, fator de grande importância nas simulações CFD, é gerada internamente pelo TCFD, havendo a possibilidade de realizar a geração de malha noutro *software* e importar.

Como se trata de um processo de otimização e se procura comparar resultados relativos entre simulações, utiliza-se uma resolução de malha de 2.7 mm, que garante um bom compromisso entre a exatidão de resultados e a rapidez de simulação, sendo a bomba decomposta em cerca de 300.000 células. O impulsor é o componente com a malha mais refinada, como seria de esperar, uma vez que possui a geometria mais complexa.

Foi necessário também definir a velocidade de rotação do motor e o número máximo de iterações por ponto das curvas características, pois existem dois critérios de paragem da simulação: o primeiro é o valor do resíduo atingir a tolerância de convergência, sendo o segundo, não atingindo tal tolerância, o número máximo de iterações.

Como já foi referido na secção 2.3.1, o modelo de turbulência utilizado foi *k-ω SST*, recomendado pelo programa CFD. É necessário definir as condições de fronteira de entrada, que correspondem ao caudal volúmico considerado. As condições de fronteira de saída, correspondem um escoamento desenvolvido, com gradiente nulo das variáveis consideradas.

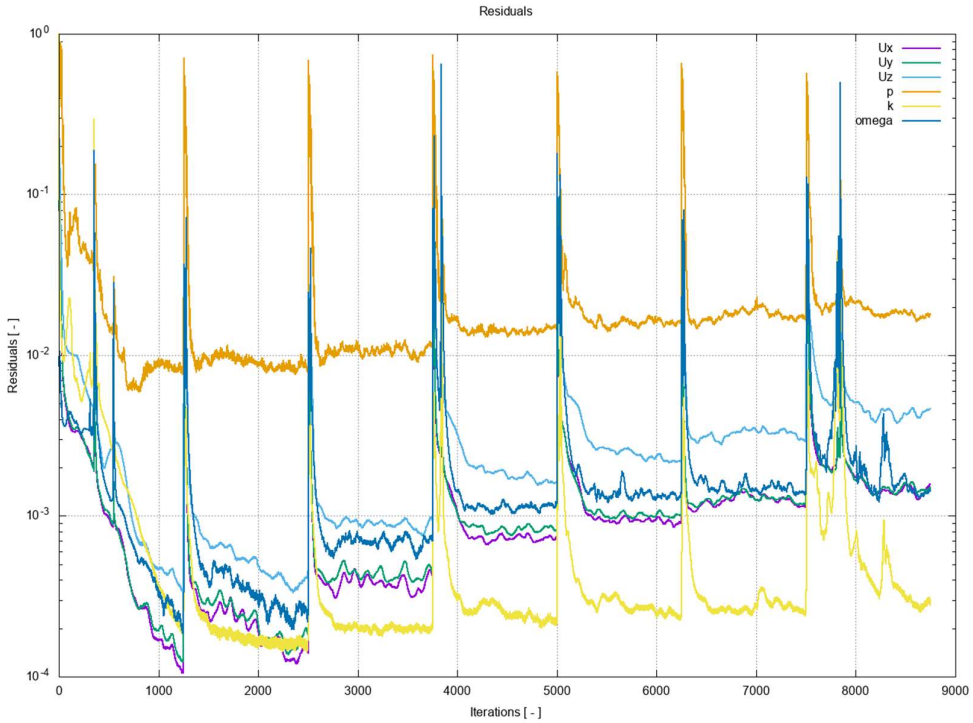


Figura 61. Gráfico dos resíduos por iteração

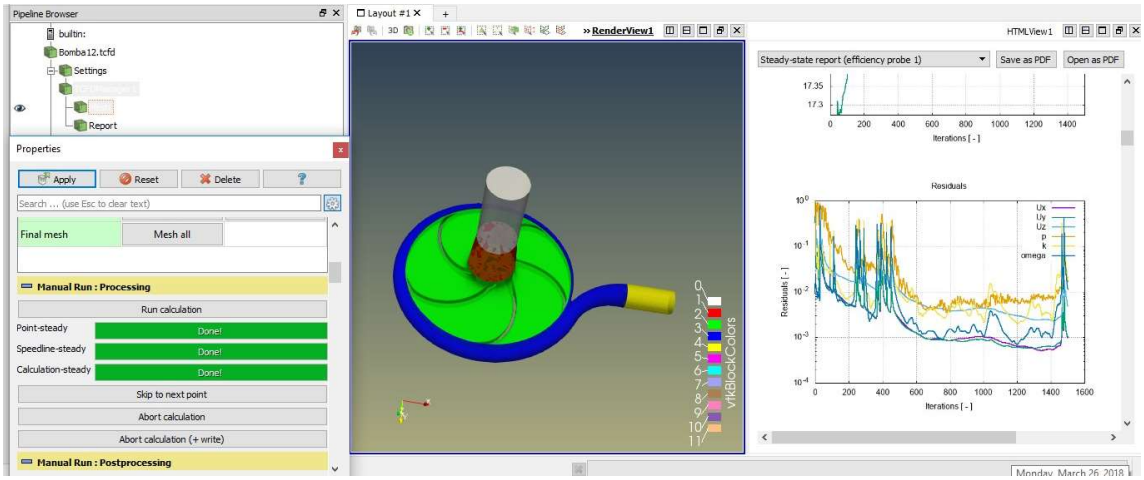


Figura 62. Final da simulação com o gráfico com a convergência dos resíduos

É possível ver o pós-processamento nas figuras 63 à 67, onde se visualiza a variação de pressão nos diferentes componentes da bomba. De salientar o aumento de pressão do centro do impulsor até a periferia.

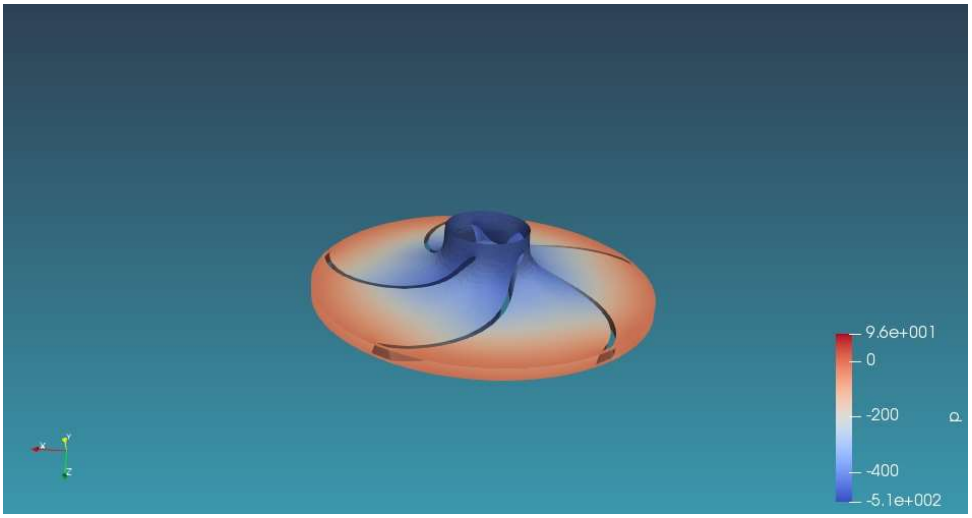


Figura 63. Variação de pressão no impulsor

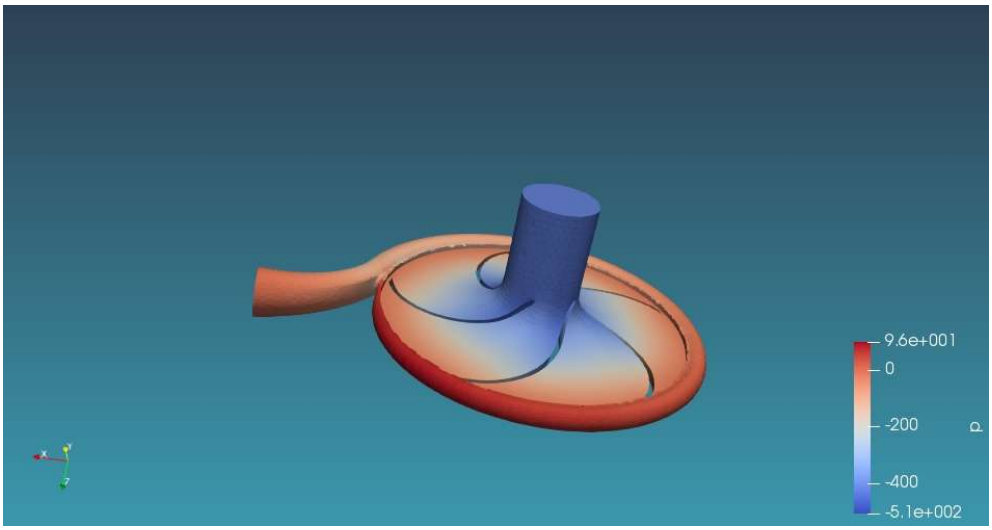


Figura 64. Variação de pressão na bomba

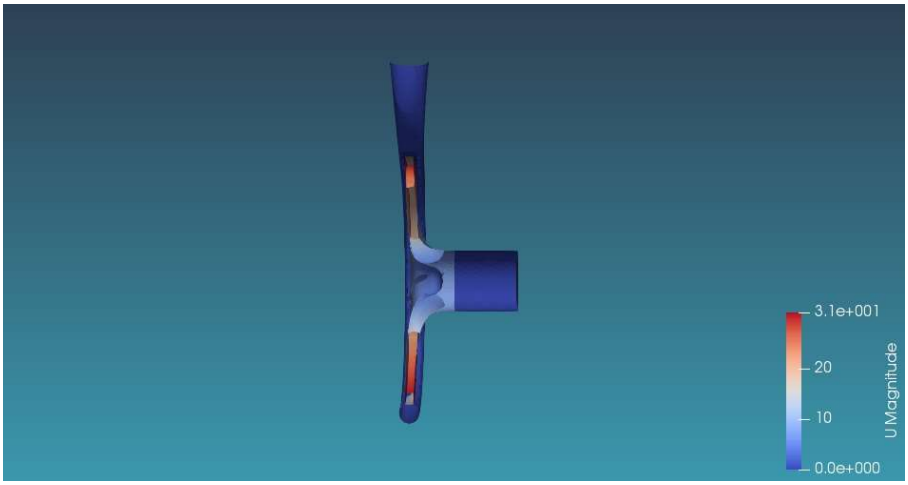


Figura 65. Variação de pressão com a bomba vista em corte

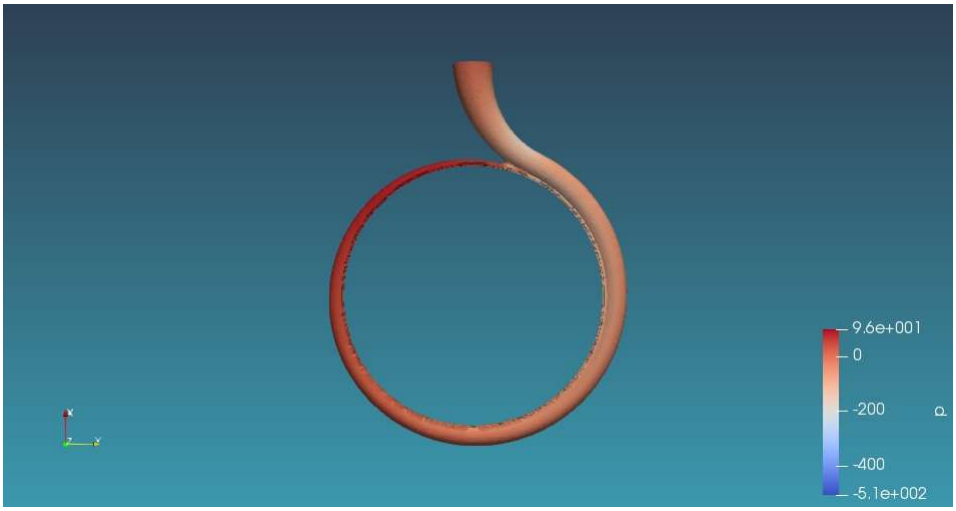


Figura 66. Variação da pressão na voluta

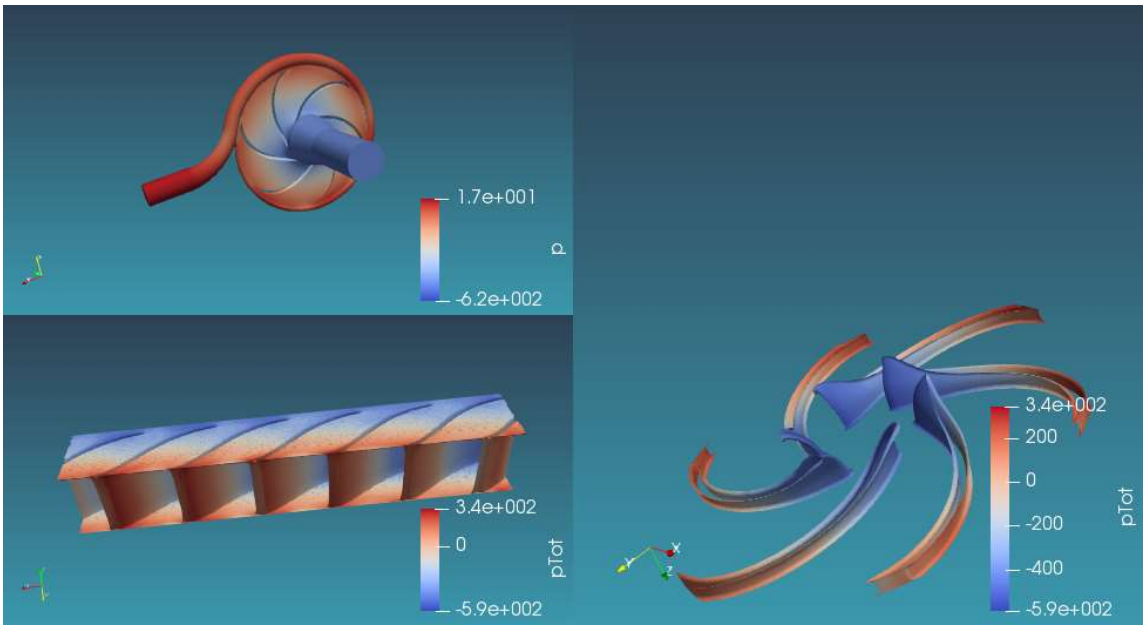


Figura 67. Variação de pressão na bomba visto em várias perspetivas

4.4 Otimização do desempenho baseada no método de Taguchi e simulação numérica

O custo e a viabilidade de produção de bombas, bem como a eficiência energética faz com que sejam necessários esforços para que se aumente a eficiência das bombas. No projeto hidráulico de bombas estão envolvidos um grande número de variáveis que tem influência na performance da turbomáquina, como o diâmetro de sucção ou de entrada, *dS*, como a largura de saída do impulsor, b_2 e o diâmetro do próprio impulsor, d_2. Como variam essas variáveis e conseguir ter uma previsão de resultados é cada vez mais importante e desafiante.

Existem vários métodos de otimização da geometria do projeto hidráulico, mas a escolha recaiu no método de Taguchi, devido ao compromisso de qualidade de resultados com a relativa rápidas soluções e aproveitando o facto de a empresa já ter contrato com um software de CFD, *TurbomachineryCFD*.

A otimização ortogonal é um método onde se tem um objetivo definido. É também conhecido como método de Taguchi, o qual foi desenvolvido pelo Dr. Genichi Taguchi no Japão na década de 1940. O seu primeiro objetivo era fazer um poderoso e intuitivo projeto experimental aplicável onde fosse possível otimizar produtos produzidos. No seu método de otimização, as variáveis são organizadas numa tabela ortogonal. As propriedades dos arranjos ortogonais fazem com que se veja todas as possibilidades e arranjos possíveis e que apareçam em número igual. Devido ao seu *layout* ortogonal, consegue-se aferir os efeitos de cada parâmetro, bem como a sua influência na performance da bomba. Com esse arranjo ortogonal consegue-se reduzir o número de simulações numéricas.
Com o desenvolvimento do CFD, e, paralelamente, a grande evolução da tecnologia computacional, com o passar do tempo, as simulações CFD tornaram-se cada vez mais úteis e populares. Esta combinação do método de Taguchi com as simulações CFD foi objeto de estudo de Zhou, num artigo científico, *Performance Optimization in a Centrifugal Pump Impeller by Orthogonal Experiment and Numerical Simulation*.

Nesse estudo, de forma a melhorar a performance de uma bomba, conjuga-se o método de Taguchi com simulação numérica. Este estudo baseia-se na parametrização das dimensões do impulsor: neste caso foi diâmetro de sucção, a altura da pena e o diâmetro do impulsor. As variações dos valores têm por base as recomendações de Gullich.

Tabela 7. Parametrização do impulsor e da voluta (dimensões em mm)

	Impulsor			**Voluta**	
	a	**b**	**c**		
	d_S	**b_2**	**d_2**	**b_{ln}**	**d_{ln}**
1	60	7	195	14	203
2	65	8	200	15	208
3	70	9	205	16	213
4	75	10	210	17	218

Seguindo as recomendações deste método, utilizaram-se 16 bombas e efetuaram-se as respetivas simulações. O método de otimização ortogonal efetua e tem em consideração todas as combinações possíveis com estes parâmetros de forma a obter a combinação ótima, tanto a nível de eficiência como de altura manométrica.

Tabela 8. Conjunto de bombas objeto de estudo do método de otimização ortogonal

	a	b	c		Informação
	d_S (mm)	b_2 (mm)	d_2 (mm)	β_{B2} (º)	
1	60	7	195	107	6 penas β_{B2}=26º
2	60	8	200	16	
3	60	9	205	10	
4	60	10	210	8	
5	65	7	195	107	6 penas β_{B2}=26º
6	65	8	200	16	
7	65	9	205	10	
8	65	10	210	8	
9	70	7	195	108	6 penas β_{B2}=26º
10	70	8	200	16	
11	70	9	205	12	
12	70	10	210	8	
13	75	7	195	108	6 penas β_{B2}=26º
14	75	8	200	16	
15	75	9	205	9	
16	75	10	210	8	

Nas bombas 1, 5, 9 e 13, com a conjugação das dimensões do impulsor, o valor do ângulo β_{2B} fica demasiado elevado, fora dos limites do aceitável. De forma a contornar esse problema, resolveu-se aumentar o número de penas de 5 para 6, passando a ter um ângulo β_{2B} de 26º.

O *CFTurbo* tem uma previsão de resultados teóricos baseados no método de Euler, que servem apenas como referência. Ainda assim, retiraram-se os valores para se poder comparar tanto com a simulação CFD, como com os valores reais obtidos depois do protótipo estar impresso e, assim, ganhar sensibilidade em futuros projetos deste género.

Tabela 9. Resultados do software CFTurbo

Resultados CFTurbo					
	Q (m^3/h)	H (m)	Eff (%)	P_2 (kW)	P_{2max} (kW)
1	18.8	54.00	68.05	5.07	6.55
2	19.0	53.40	69.30	4.98	6.25
3	18.8	51.70	69.70	4.74	5.80
4	19.0	50.40	70.30	4.64	5.47
5	19.2	54.80	69.45	5.15	6.60
6	19.3	54.15	70.40	5.02	6.25
7	19.2	52.25	70.98	4.80	5.80
8	19.3	50.95	71.55	4.67	5.48
9	19.2	55.20	69.98	5.15	6.60
10	19.4	54.70	71.35	5.05	6.25
11	19.4	52.60	71.90	4.74	5.80
12	19.4	53.10	72.45	4.68	5.47
13	19.5	56.00	71.25	5.20	6.60
14	19.5	55.20	72.08	5.08	6.26
15	19.6	53.00	72.62	4.86	5.80
16	19.6	52.70	73.13	4.71	5.47

Os dados da tabela foram obtidos no ponto de melhor eficiência de cada bomba. A partir do método de otimização ortogonal obteve-se a combinação ótima das dimensões do impulsor e o nível de influência de cada parâmetro tendo em conta a eficiência.

Tabela 10. Método de otimização ortogonal segundo o CFTurbo relativo à eficiência

	a (d_s)	b (b_2)	c (d_2)
1	69.3375	69.6825	70.87
2	70.595	70.7825	70.955
3	71.42	71.3	70.8275
4	72.27	71.8575	70.97
R	2.9325	2.175	0.1

A partir de *CFTurbo* conclui-se que a solução ótima do impulsor tem de diâmetro de sucção 75 mm, 10 mm de altura de pena e 210 mm de diâmetro do impulsor. O R demonstra o nível de influência de cada parâmetro na eficiência. Note-se que o $d_S > b_2 > d_2$, sendo o d_2 é quase desprezável. Fazendo a mesma análise tendo agora em conta a altura manométrica temos os seguintes resultados:

Tabela 11. Método de otimização ortogonal tendo em conta o CFTurbo relativo à altura manométrica

	a (d_s)	b (b_2)	c (d_2)
1	52.375	55	53.3625
2	53.0375	54.3625	53.575
3	53.9	52.3875	53.2625
4	54.225	51.7875	53.3375
R	1.85	3.2125	0.3125

Tendo em consideração a altura manométrica verifica-se que a solução ótima do impulsor tem 75 mm de diâmetro de sucção, 7 mm de altura de pena e 200 mm de diâmetro do impulsor e que o parâmetro com maior preponderância é o b_2, seguido do d_S e, por fim, o d_2.

De forma a validar o estudo e a corroborar as opções a tomar executaram-se as simulações CFD das 16 bombas projetadas. Este software é uma ferramenta importante de forma a dar viabilidade ao projeto. O desenvolvimento CFD permitiu ter resultados confiáveis e assim termos uma base sólida antes da tomada de decisão. As simulações foram todas realizadas sob as mesmas condições. Em cada simulação foi utilizado um tamanho de malha com 2.6 mm e 1500 iterações por ponto de funcionamento.

Tabela 12. Resultados CFD das simulações efetuadas

	Resultados TCFD							Dados Simulação CFD				
	Q [m^3/h]	H [m]	η_H [%]	N_q	T [N.m]	F_{axial} [N]	v [m/s]	Divisão da malha [células]	Tamanho malha [mm]	y^+ (média)	Resíduos p	Duração [h]
1	20	55.99	82.28	10.56	12.1	641	21.6	246768	2.6	314.1	0.01	0:41:08
2		58.98	81.38	10.16	13.0	590	23.1	239487		348.5	0.01	0:37:16
3		64.19	79.66	9.53	14.4	652	24.2	241262		358.4	0.01	0:37:45
4		71.83	77.46	8.76	16.6	751	26.4	228461		436.7	0.01	0:40:19
5		56.74	82.44	10.46	12.3	716	21.7	251808		313.5	0.01	0:45:56
6		61.03	78.78	9.90	13.9	708	24.6	253094		271.0	0.01	0:46:35
7		64.66	78.86	9.48	14.7	678	24.4	242959		317.3	0.01	0:42:58
8		71.54	75.01	8.79	17.1	791	27.7	228705		366.4	0.01	0:40:21
9		58.29	82.31	10.25	12.7	794	22.7	271585		312.6	0.01	0:49:03
10		61.53	78.93	9.84	13.9	715	24.8	252704		271.9	0.01	0:44:22
11		63.65	79.71	9.59	14.3	717	24.3	251891		309.2	0.01	0:47:55
12		70.98	76.27	8.84	16.7	837	27.6	241105		320.1	0.01	0:41:37
13		57.16	80.79	10.40	12.7	773	22.4	266697		311.2	0.01	0:46:48
14		62.35	77.37	9.74	14.4	725	25.6	220619		276.3	0.01	0:42:56
15		65.81	77.72	9.35	15.2	758	24.2	252017		272.9	0.01	0:45:16
16		73.02	76.59	8.65	17.1	851	29.1	238473		387.6	0.01	0:43:35

Note-se que a velocidade na tabela é à saída do impulsor, portanto a sua velocidade máxima. Definiu-se um caudal de 20 m^3/h. Apesar dos valores dos resíduos serem relativamente altos, convergiram corretamente e, após uma troca de correspondência com o departamento de suporte do *software* CFD utilizado, esta informação foi validada, sendo considerado por eles simulações aceitáveis e credíveis. Aplicou-se de seguida o método de otimização ortogonal onde se obteve a seguinte solução ótima para o impulsor.

Tabela 13. Método de otimização ortogonal tendo em conta o TCFD relativo à eficiência

	a	b	c
1	80.195	81.955	80.255
2	78.7725	79.115	79.4525
3	79.305	78.9875	78.5875
4	78.1175	76.3325	79.01
R	2.0775	5.6225	1.6675

A partir da simulação CFD verificou-se que a solução ótima é precisamente a contrária do resultado do *CFTurbo*. O impulsor tem como solução ótima um diâmetro de sucção com 60 mm, uma altura de pena de 7 mm, 195 mm de diâmetro do impulsor e com 6 penas. É de realçar que o parâmetro da altura da pena é aproximadamente 3 vezes mais relevante que os diâmetros de sucção e do impulsor.

É importante de referir que, segundo estas simulações, o ponto de melhor eficiência não seja no diâmetro máximo do impulsor. Fazendo a mesma análise tendo agora em conta a altura manométrica temos os seguintes resultados:

Tabela 14. Método de otimização ortogonal tendo em conta o TCFD relativo à altura manométrica

	a	b	c
1	62.7475	57.045	63.4225
2	63.4925	60.9725	63.1275
3	63.6125	64.5775	64.0925
4	64.585	71.8425	63.795
R	1.8375	14.7975	0.965

As dimensões ótimas do impulsor tendo em consideração a altura manométrica seriam 75 mm para o diâmetro de sucção, 10 mm para altura da pena, 205 mm para o diâmetro do impulsor e com 5 penas. Em termos de influência, a altura da pena é o parâmetro, de longe, mais relevante no que se refere à altura manométrica.

Mas como o objetivo deste projeto é a eficiência, já se pode definir a bomba com as dimensões ótimas do impulsor. Definiu-se o diâmetro do impulsor como 200 mm, devido às restrições impostas pela norma.

Tabela 15. Comparação de parâmetros do impulsor atual com os novos projetados

	Impulsor atual	Novo impulsor 1	Novo impulsor 2
b_2	7 mm	7 mm	7 mm
d_S	51 mm	60 mm	60 mm
d_2	210 mm	200 mm	200 mm
β_{B2}	30.26º	16.6º	19.4º
β_{B1}	39.8º	29.4º	27.9º
e (shroud/hub)	5/7 mm	3/5 mm	3/5 mm
z	5 penas	6 penas	5 penas
N_q	10.1	10.94	

Por falta de tempo tomou-se a decisão de não alterar a voluta. Como forma a corroborar o estudo previamente feito, avançou-se com a impressão de dois protótipos, com as mesmas dimensões, alterando o número de penas, um com as 6, resultado do método, e outro com 5.

Com os novos impulsores já definidos obtiveram-se os pontos da previsão do *CFTurbo* de ambos, de forma a obter as curvas características das respetivas bombas.

Tabela 16. Resultados com os novos impulsores no CFTurbo

	Impulsor 1 (6 penas)				Impulsor 2 (5 penas)			
Q(m^3/h)	H (m)	Eff (%)	P_2(kW)	N_q	H (m)	Eff (%)	P_2(kW)	N_q
13	56.8	61.2	3.28		59.2	61.4	3.4	
16	54.4	66.5	3.55		56.9	66.8	3.71	
19	51.6	68.1	3.9		54.4	68.6	4.09	
21	49.1	67.1	4.18	10.943	52.3	67.7	4.42	10.518
24	45.2	63.9	4.61		48.6	64.9	4.88	
26	42.2	61.4	4.86		45.8	62.5	5.19	
28	39.1	58.3	5.1		42.9	59.7	5.47	

Nos dados obtidos através do *software CFTurbo* o ponto de melhor eficiência está próximo do ponto previamente projetado. O único valor que varia consideravelmente é a altura manométrica, sendo maior que o previsto. A eficiência, como esperado, é superior, mas justifica-se devido ao facto de neste *software* não serem consideradas as perdas adjacentes à bomba (Equação de Euler). Seguidamente, efetuou-se a simulação CFD das mesmas bombas.

Tabela 17. Resultados com o novo impulsor de 6 penas no Turbomachinery CFD

Impulsor 1 (6 penas)						
Q (m^3/h)	**H (m)**	**Eff (%)**	**T (N.m)**	**P_2 (kW)**	**F_{axial} (N)**	**N_q**
13	64.69	68.34	11.02	3.35	786.60	12.17
16	63.15	75.62	11.97	3.64	758.45	
19	60.25	82.18	12.47	3.79	705.74	
21	58.93	82.99	13.35	4.05	678.21	
24	56.55	85.57	14.20	4.31	631.71	
26	55.18	86.66	14.82	4.50	602.17	
28	53.21	85.49	15.61	4.74	559.87	

Tabela 18. Resultados com o novo impulsor de 5 penas no Turbomachinery CFD

Impulsor 2 (5 penas)						
Q (m^3/h)	**H (m)**	**Eff (%)**	**T (N.m)**	**P_2 (kW)**	**F_{axial} (N)**	**N_q**
13	-	-	-	-	-	12.48
16	60.93	75.10	11.63	3.53	614.31	
19	58.83	82.17	12.19	3.70	583.61	
21	56.78	83.77	12.75	3.87	553.13	
24	54.63	86.29	13.61	4.13	518.49	
26	53.4	87.44	14.23	4.32	493.41	
28	50.84	84.71	15.06	4.57	453.92	

O *software* CFD tem limitações nas simulações com baixos caudais, o que levou a que não convergisse a simulação para o caudal de 13 m^3/h na tabela 18. Nestas simulações o ponto de melhor eficiência tem um caudal de 26 m^3/h, acima do esperado. Verificou-se que com a adição de uma pena aumentou, ligeiramente, a altura manométrica, diminuindo a eficiência, conforme era expectável, mas contrariando o que o método de *Taguchi* previa como solução ótima. Com estes resultados é possível fazer uma previsão do que se pode esperar nos ensaios laboratoriais.

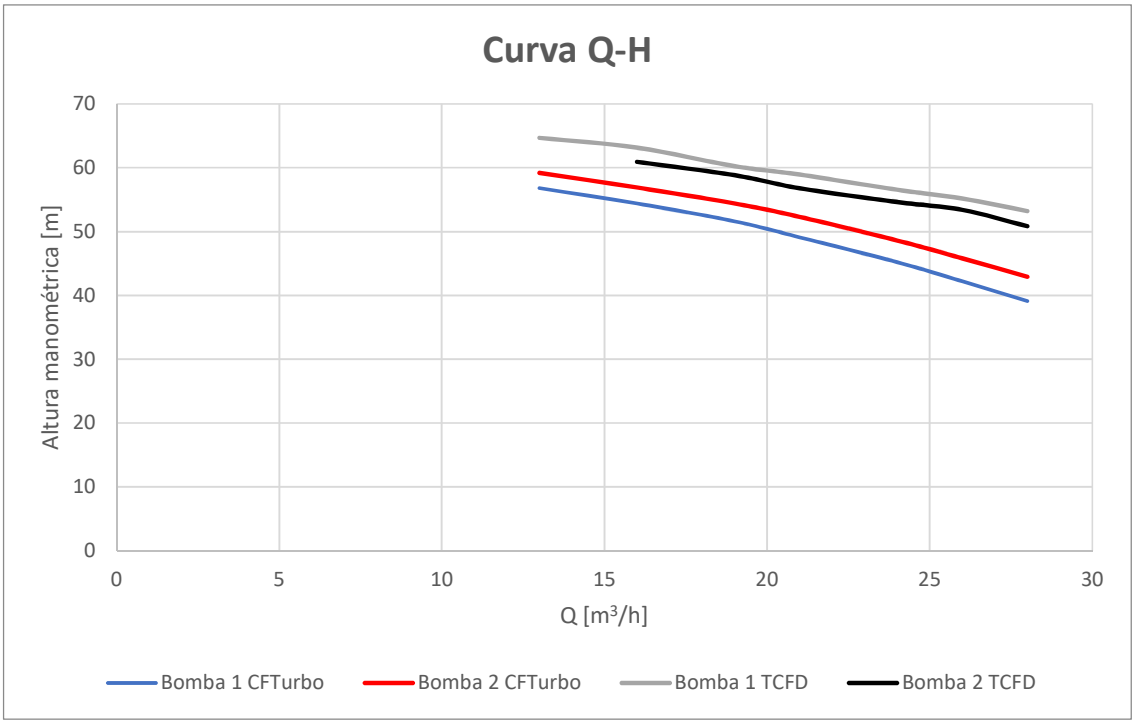


Figura 68. Curva característica Q-H das bombas com os novos impulsores

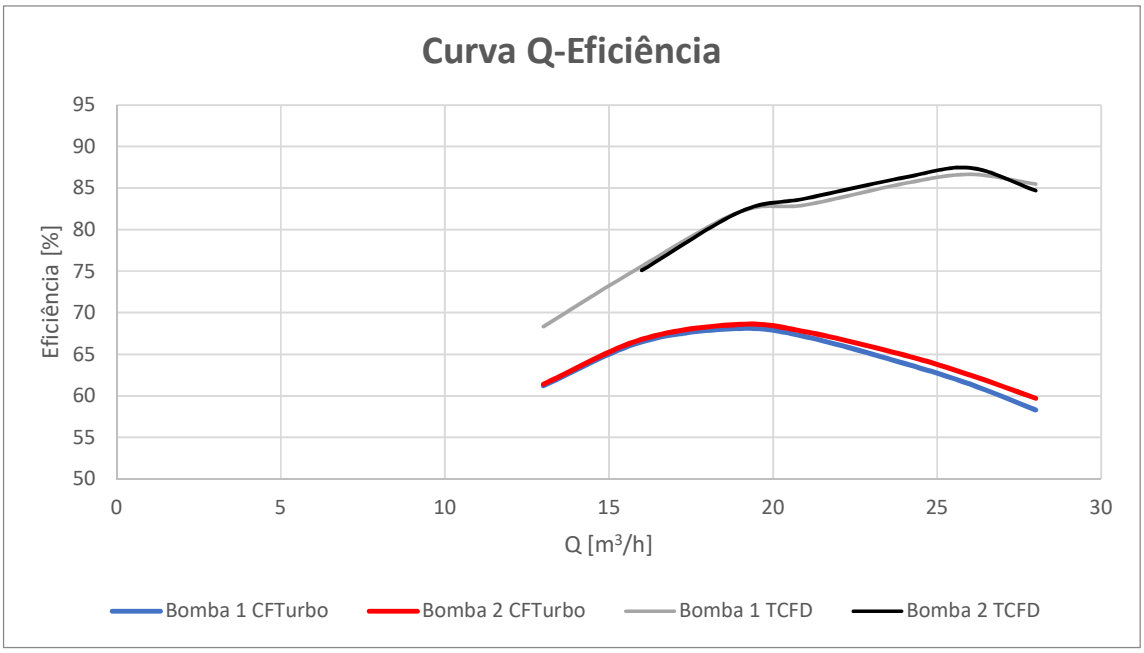


Figura 69. Curva característica Q-Eficiência das bombas com os novos impulsores

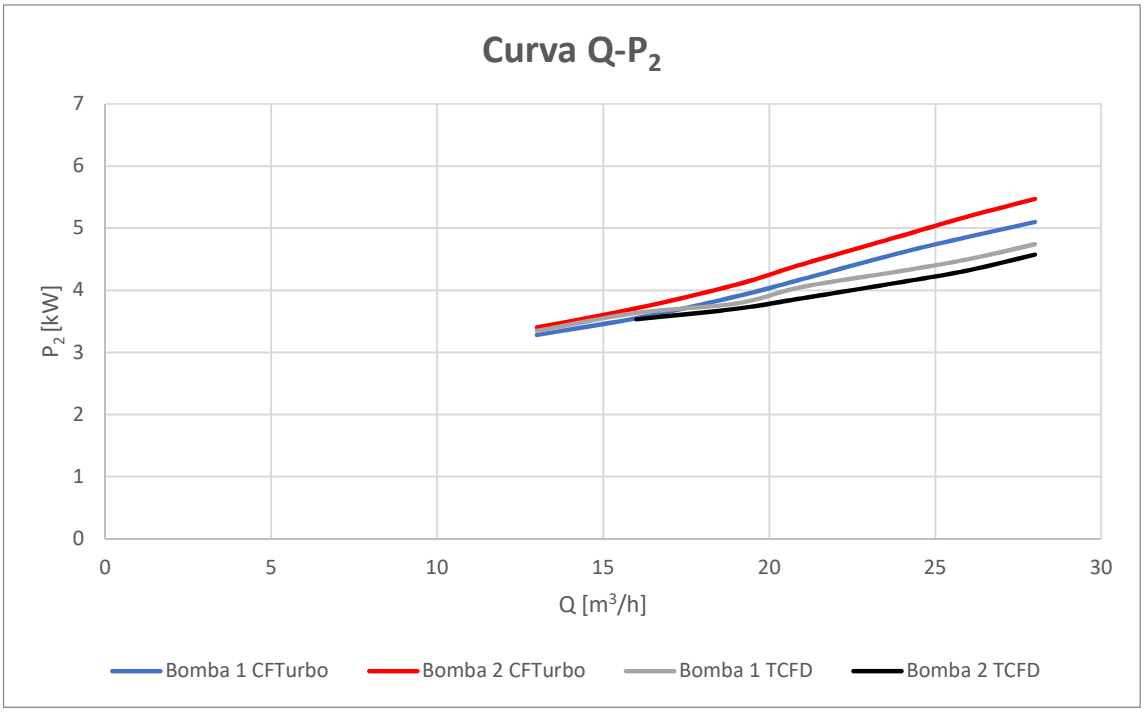


Figura 70. Curva característica Q-P_2 das bombas com os novos impulsores

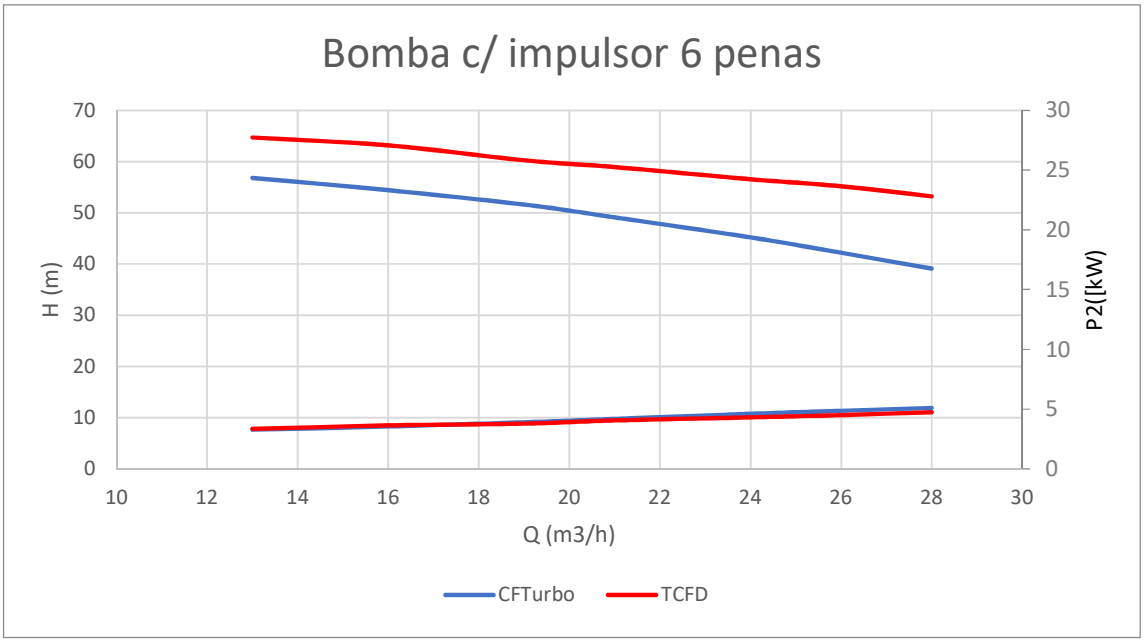


Figura 71. Curva característica Q-H das bombas com impulsor com 6 penas

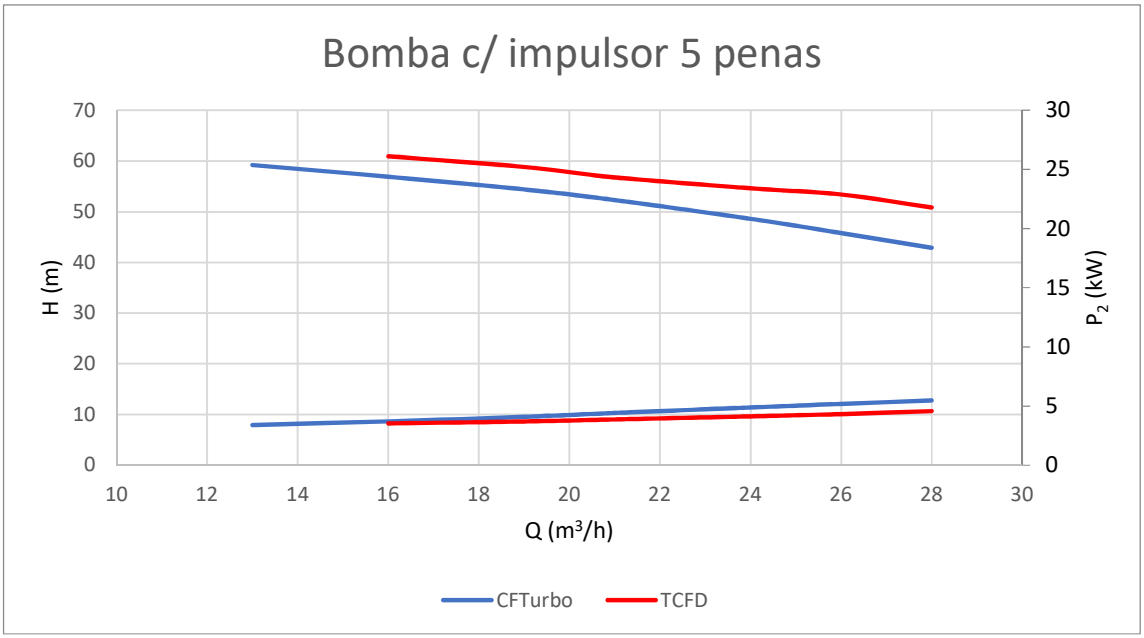


Figura 72. Curva característica Q-H das bombas com impulsor com 5 penas

Antes de terminar o projeto e avançar com o protótipo apresentam-se o seguinte gráfico com os diferentes programas utilizados e mostrar um ponto de situação.

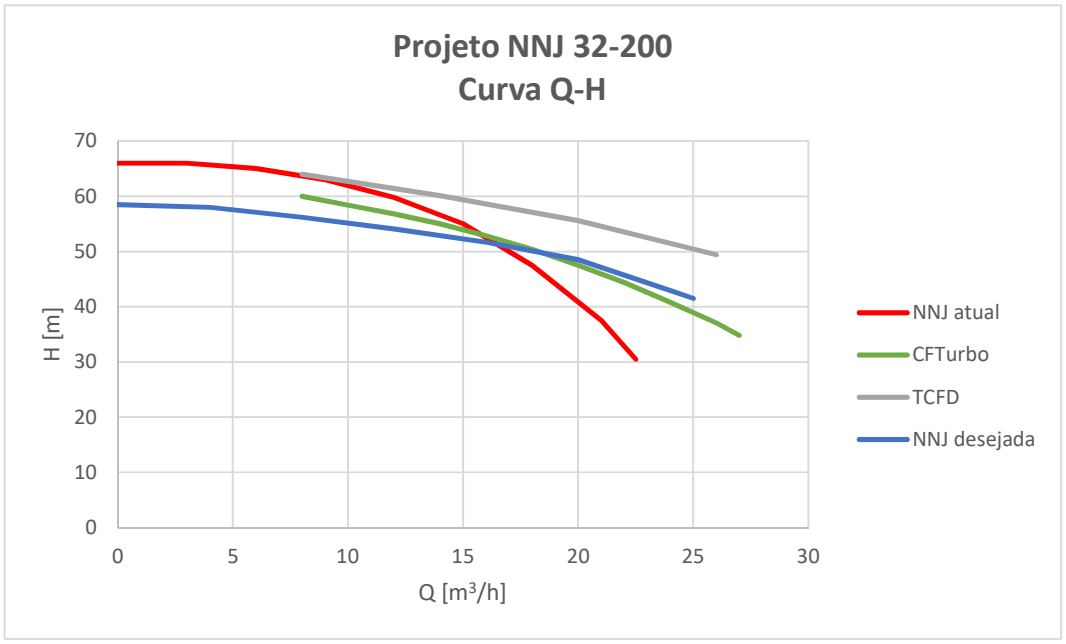


Figura 73. Comparação da curva Q-H

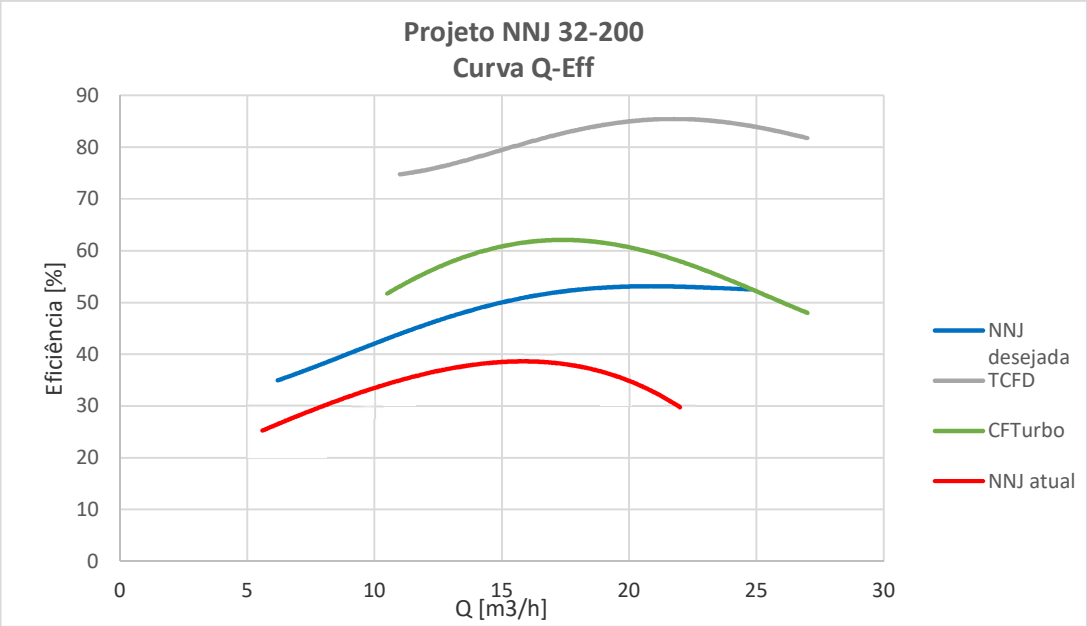


Figura 74. Comparação da curva Q-Eficiência

Nesta fase do projeto e, sabendo que os programas utilizados, não contabilizam as perdas reais inerentes à bomba, teve-se resultados demasiado otimistas. O ideal seria simular a bomba com o impulsor original comparando todas as simulações nas mesmas condições, mas os recursos computacionais disponíveis não permitiram a realização dessa simulação. Os ensaios hidráulicos serão importantes para saber quantificar as perdas, ganhando experiência e espírito crítico em futuros projetos.

Mas o objetivo passou por obter uma curva característica *Q-H*, com um *shut-off* menor (menor consumo P_2), sendo mais plana. Consequência desse menor consumo da potência absorvida ao motor, o rendimento hidráulico aumenta, o cerne desta dissertação.

5 Desenvolvimento do protótipo

Este capítulo é o seguimento dos resultados do método de otimização anteriormente efetuado. Após a conclusão do desenvolvimento do projeto, surge agora a necessidade da materialização funcional dos dois novos impulsores. É constituído por uma breve introdução teórica acerca da prototipagem rápida e da preparação inerente a uma impressão 3D.

5.1 Prototipagem rápida na EFAFLU

A EFAFLU serve-se de uma impressora 3D própria da marca *3D Systems* modelo *CubePro Duo* (ver ficha técnica no anexo) para a realização de prototipagem rápida, que juntamente com as plataformas CAD permitem uma conceção tecnologicamente avançada no desenvolvimento de produtos. As características técnicas deste equipamento encontram-se mais detalhadas no anexo. Este processo distingue-se dos métodos tradicionais pois pode produzir peças simples ou complexas através da adição de material ao invés do arranque de matéria. Assim, a realização de protótipos na empresa permite a obtenção de modelos funcionais ou semi-funcionais preponderantes no desenvolvimento de variadíssimos projetos (Gonçalves, 2015).

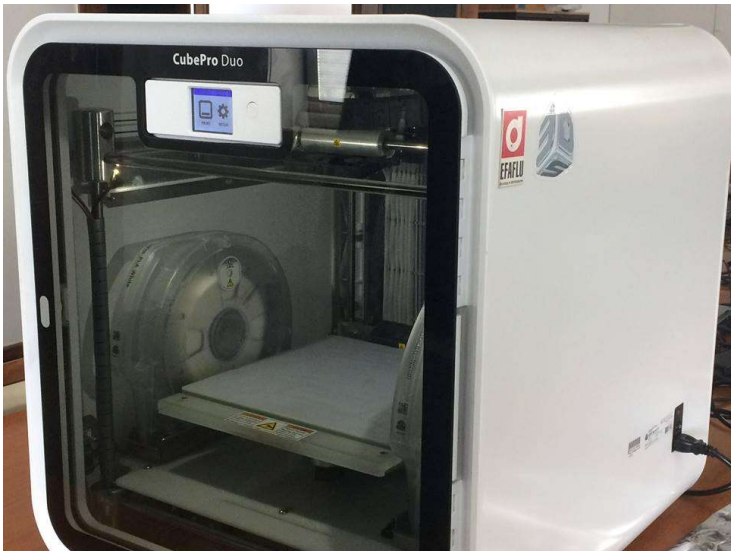


Figura 75. Impressora 3D

A impressora 3D baseia-se no processo de extrusão de plástico FDM (*Fused Deposition Modelling*), cujo princípio de funcionamento consiste na adição de camadas sucessivas de um termoplástico extrudido por uma microfieira. As camadas sucessivas que se vão formando unem-se durante a solidificação do termoplástico extrudido. (Gonçalves, 2017).

Esta impressora (representada nas figuras 75 e 76) é constituída essencialmente por três extrusores (presentemente apenas dois, um para cada material, estão em utilização), uma mesa de trabalho controlada através de um painel de comando ativado manualmente e por dois materiais distintos expostos em dois cartuchos, sob a forma de filamentos: o PLA (ácido polilático), um polímero sintético termoplástico que diz respeito ao material de construção e o *Infinity,* material de suporte*,* utilizado como excesso para que o objeto que está a ser impresso tenha sustentação suficiente e não sofra qualquer tipo de deformação que, devido ao facto de ser solúvel em água é fácil de remover.

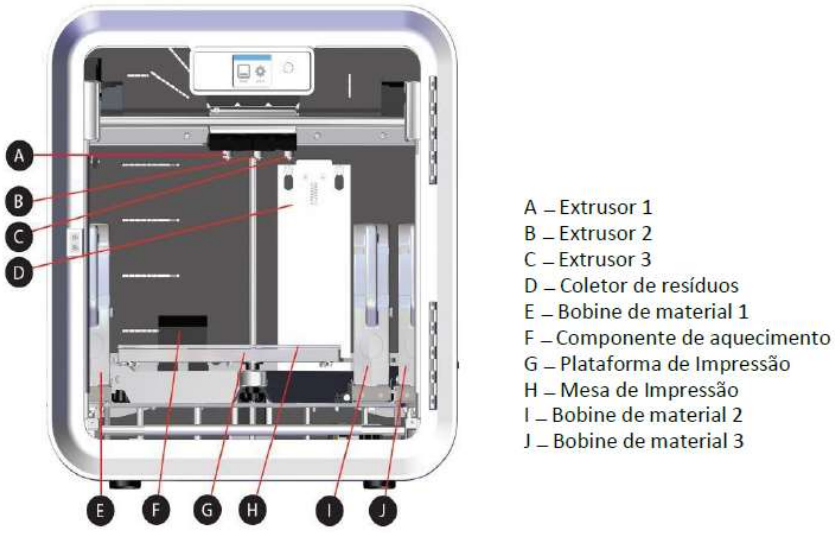


Figura 76. Constituição de uma impressora 3D Systems (Abreu, 2015)

O FDM tem como desvantagens ser o processo de fabrico aditivo mais lento, necessitar de um maior investimento em equipamento e ter um custo de material elevado, comparativamente com outros processos de prototipagem rápida.

5.2 Preparação da impressão 3D dos protótipos

Para efetuar uma impressão 3D é necessário criar os modelos tridimensionais (CAD), seguindo-se a transformação desses modelos em formato .stl que introduz ao modelo tetraedros que, relacionados entre si, geram uma aproximação do objeto original. Este processo não é exato e, quanto menor for o tamanho da malha, mais o modelo convertido se aproxima do original (Garcia, 2010).

Seguidamente, após a definição da malha, é necessário proceder à decomposição em camadas. O software de *slicing* foi o *CubePro* da *3DSystems*. Este software permite ao utilizador a importação de ficheiros .stl, a escolha de material de impressão e a preparação do modelo 3D para impressão (opções de orientação, posicionamento, escala e outras). Depois desta configuração inicial e definidos os parâmetros de impressão, o *software* procede à divisão do modelo em camadas e cria o código de impressão - este processo converte o ficheiro .stl, num ficheiro .cubepro, tipo de ficheiro que a impressora *CubePro Duo* reconhece. Uma vez criado, este ficheiro não pode ser editado. No entanto, o ficheiro .stl original continua disponível, para que se crie, caso necessário, novo código de impressão.

A peça é colocada na mesa de trabalho e define-se a posição de início de trabalho, que é representada automaticamente pelo *software*. (figura 77).

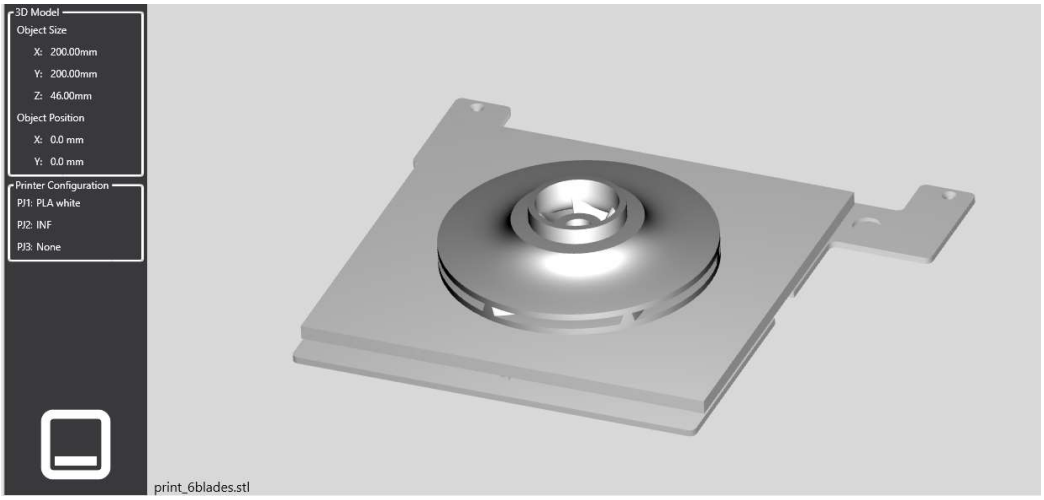


Figura 77. Disposição do material de construção na mesa de trabalho

Através das configurações de construção são definidos três parâmetros que irão caracterizar a qualidade da impressão: a espessura das camadas, o espaçamento entre linhas e a configuração das mesmas, o que determinará a resistência da peça. Quanto mais refinada for a malha, mais resistência mecânica ela irá possuir, maior será o gasto de material e, consequentemente, maior o custo do protótipo. A imagem seguinte representa as configurações selecionadas baseadas na experiência da empresa na realização deste processo. Estas permitem aferir que se irá tratar de um protótipo com qualidade média-alta.

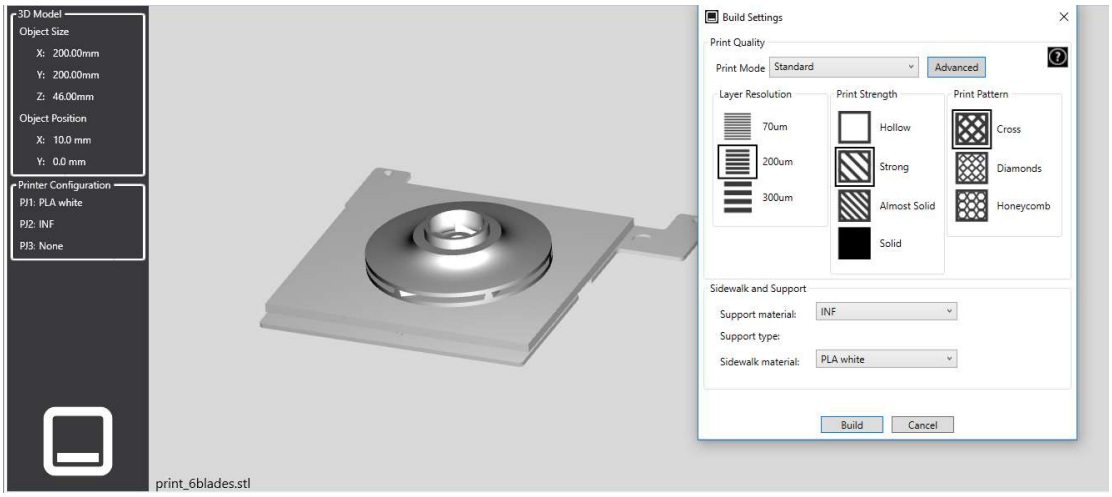


Figura 78. Predefinições e configurações da impressão 3D

A partir do modo *advanced* é possível ir além das recomendações *standard* do *software*, podendo-se especificar o espaçamento entre linhas que, neste caso, foi 4 mm. Após a referida configuração, o *software* dispõe de uma geração automática do produto final, com a visualização dos materiais de construção e, de suporte e da sua disposição na mesa de trabalho (figura 79). Após a configuração, o *software* fornece informações relativas à massa final da peça e a duração de impressão prevista (figura 80).

Finalizada esta etapa, resta a passagem do ficheiro para a impressora 3D, estando concluída a fase de preparação.

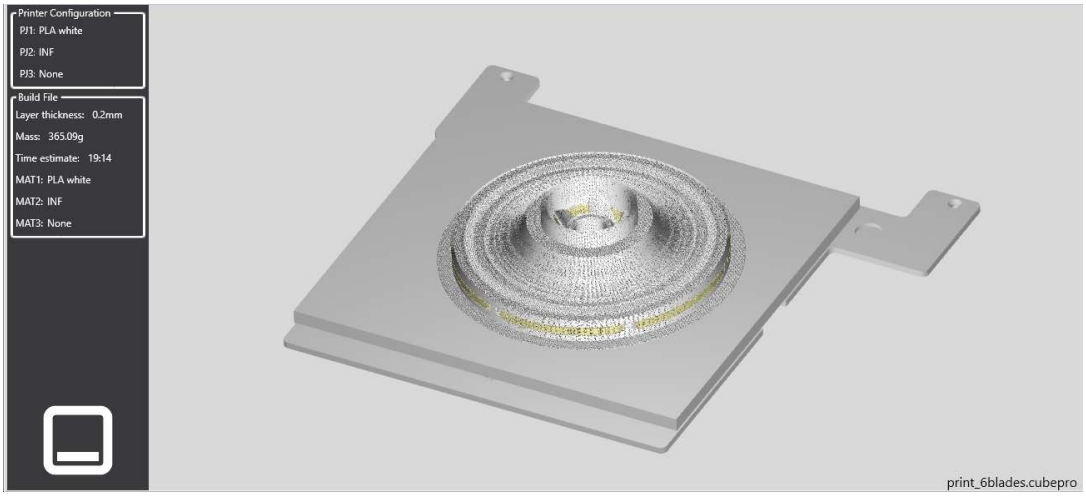


Figura 79. Conjugação dos dois materiais na prototipagem

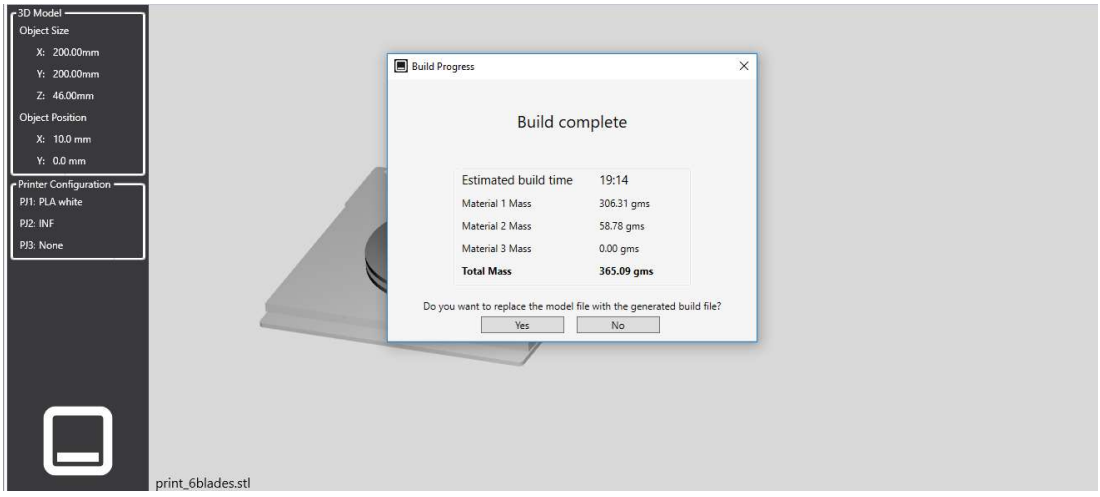


Figura 80. Massa e tempo estimado da produção do protótipo

5.3 Impressão 3D dos protótipos

Para que a impressão decorra de forma correta, devem ser cumpridos alguns cuidados e recomendações. É necessário um procedimento de limpeza da mesa de trabalho seguida da aplicação de uma camada de cola, garantindo que os filamentos de PLA e *Infinity* fiquem mais facilmente fixados durante a impressão.

Antes do começo da produção dos impulsores procedeu-se à calibragem da mesa de trabalho relativamente aos extrusores, que é regulada mecanicamente através de parafusos. Este é um processo muito importante para a obtenção de uma impressão de qualidade.

Seguidamente, definiram-se as temperaturas tanto do PLA (material de construção), como do *Infinity* (material de suporte), e a velocidade de rotação das bobinas do material (tabela 19). Abaixo estão registadas as decisões tomadas nesse âmbito, tendo em conta a temperatura de fusão dos plásticos e a velocidade de rotação recomendada pelo fabricante da impressora consoante as definições da malha.

Tabela 19. Escolha de parâmetros para os dois tipos de materiais

	PLA	*Infinity*
Temperatura de fusão	220ºC	260ºC
Velocidade de rotação	4 rpm	4 rpm

O espaço onde está colocada a impressora não deve estar demasiadamente exposto ao sol, pois tal pode afetar a fusão dos plásticos, podendo o material depositado contrair ou outros defeitos na impressão.

Tal como foi anteriormente referido, a impressão de cada impulsor durou, aproximadamente, 20 horas. A figura 81 ilustra o resultado final de uma impressão.

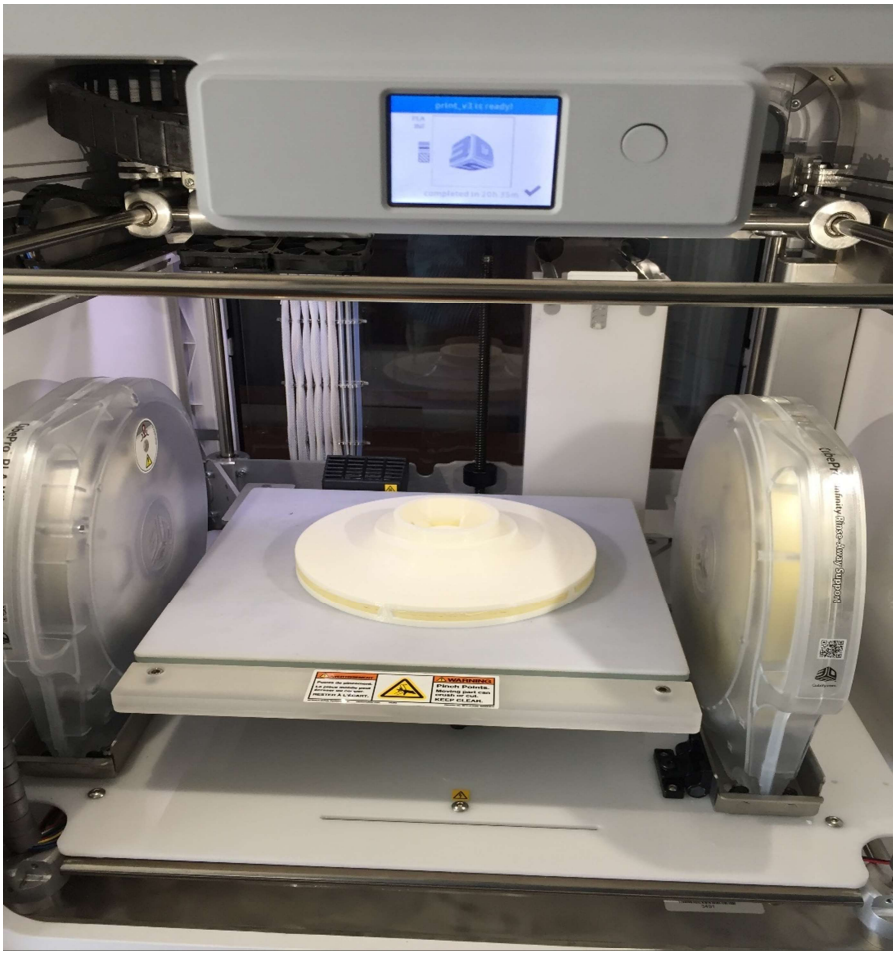


Figura 81. Resultado final da impressão do impulsor com 5 penas

Após a remoção da peça da mesa de trabalho, pesou-se o protótipo para comparação com o valor previsto no *software*. O peso total do impulsor com seis penas (material de suporte e material de construção) foi de 359 gramas, portanto coerente com as informações fornecidas pelo *software* (figura 82). O peso é um parâmetro relevante para averiguar a qualidade da impressão e os gastos de material.



Figura 82. Verificação dos pesos dos impulsores

Tal como foi abordado anteriormente, o material de suporte, *Infinity*, é solúvel em água e após a impressão é necessário proceder à sua remoção. Para isso, basta imergir a peça em água morna, para que o material fique pastoso, e seja possível a sua remoção. Esse processo é moroso e é necessário repeti-lo várias vezes, até o material em excesso sair por completo, sendo feito manualmente.



Figura 83. Protótipo do impulsor com 5 penas

Analisando agora o custo do processo de fabrico aditivo realizado, a impressão é realizada por meio de dois materiais distintos, dispostos em cartuchos. Esses cartuchos têm um custo de 84€ cada, perfazendo um total de 168€ sempre que é necessária a renovação dos dois cartuchos.

As peças produzidas têm um peso total de 702 gramas, com 593 gramas de material de construção e 109 gramas de material de suporte. O impulsor com 5 penas teve um custo de 36€ enquanto o impulsor com 6 penas teve um custo de 37.7 €, perfazendo um total de 73.7€.

Seguidamente, procedeu-se à montagem de todos os componentes adjacentes em cada um dos impulsores, ficando assim pronto para a realização do ensaio.

De salientar que o impulsor com 6 penas, por ter sido impresso num dia de bastante calor o material polimérico contraiu e a altura da pena diminui para 6 mm. Isto causou, posteriormente, uma redução do caudal.

5.4 Componentes adjacentes ao protótipo

O desenvolvimento do protótipo teve de ser coadjuvado com a realização de componentes complementares por diferentes razões. Foi fabricado um anel de desgaste, inserido no impulsor em ferro fundido, salvaguardando o facto de se, porventura, o anel de desgaste do corpo da bomba entrar em contacto com o impulsor, não ocorrer contacto direto com o material polimérico do impulsor, podendo danificar permanentemente o mesmo, aumentando assim a robustez do protótipo. Os anéis de desgaste distam entre si 0,4 mm, valor recomendado por manuais antigos ACEC.

Um segundo componente foi realizado para suprir limitações da impressão 3D, e do processo de prototipagem rápida utilizado. De forma a ser exequível a impressão do protótipo, a parte posterior (*hub*) do impulsor teve de ser plana; para contornar essa limitação foi necessário o fabrico de um cubo em aço inoxidável AISI 420, que faz a ligação ao veio da bomba e irá encostar ao empanque mecânico. O encaixe entre o impulsor e o cubo foi feito através de um sextavado e têm em comum um furo e um escatel, onde entra o veio da bomba. Este componente foi realizado através de diversos processos de maquinagem. O primeiro foi o torno, para ter o diâmetro cilíndrico desejado; logo de seguida foi utilizada uma furadora, para realizar os furos necessários para depois seguir para a escateladora. Por último, é maquinado na CNC de forma a realizar o sextavado.



Figura 84. Acoplamento no torno mecânico



Figura 85. Máquina CNC

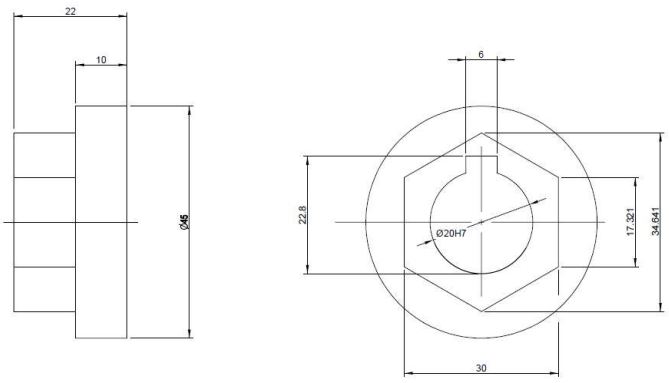


Figura 86. Desenho CAD do cubo do impulsor

Devido à utilização destes componentes adicionais, foi necessário alterar a geometria dos impulsores, para que o conjunto resulte e seja possível a sua utilização nos ensaios hidráulicos.

Devido ao aumento do diâmetro de sucção do impulsor, de 51 mm para 60 mm, foi necessário maquinar o corpo da bomba, aumentando o cone de aspiração para 60 mm, por forma a ter uma entrada mais suave e evitar perdas por recirculação e atrito.

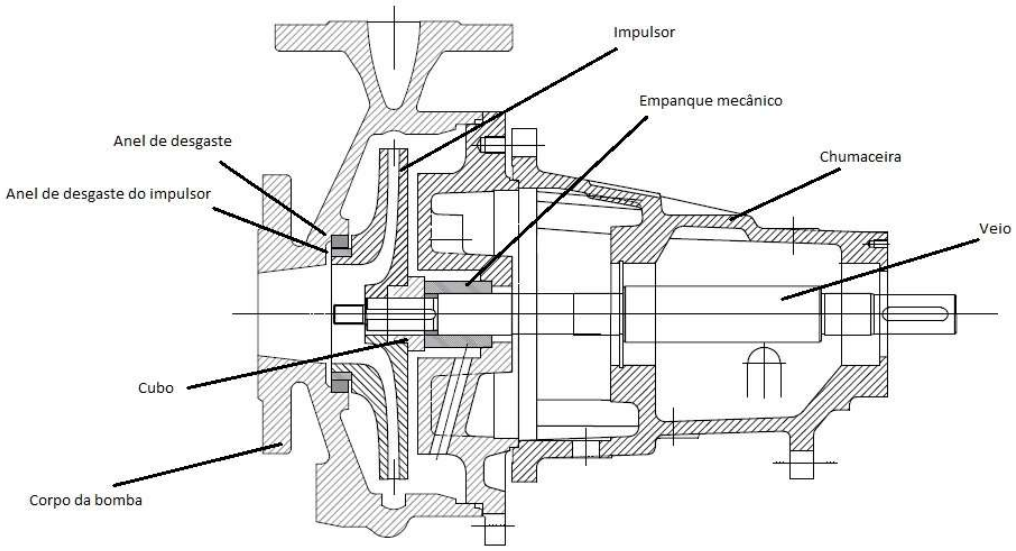


Figura 87. Bomba com o novo impulsor vista em corte

6 Ensaios hidráulicos

Neste capítulo introduzem-se os ensaios hidráulicos. Estes são regidos pela norma ISO 9906 e seguem um determinado número de restrições e exigências. Primeiramente fez-se uma breve introdução e descrição do laboratório onde se efetuaram os ensaios e instrumentação utilizados. De seguida é explicada a preparação inerente a um ensaio hidráulico. É um processo de certa forma complexo e com uma série de restrições. Por último foram apresentados os resultados obtidos experimentalmente.

6.1 Introdução

A EFAFLU desenvolveu um novo laboratório hidráulico de forma a suprir as suas necessidades.

O laboratório tem a capacidade de fazer ensaios de desempenho, de acordo com as normas vigentes, ensaios funcionais, de acordo com os procedimentos internos da própria empresa e ensaios de NPSH.

O tanque tem a capacidade de 250000 litros e está dividido em três partes, para separar a água proveniente da descarga e da aspiração, ou seja, de forma a evitar turbulência na aspiração. A terceira divisão é para bombas submersíveis.

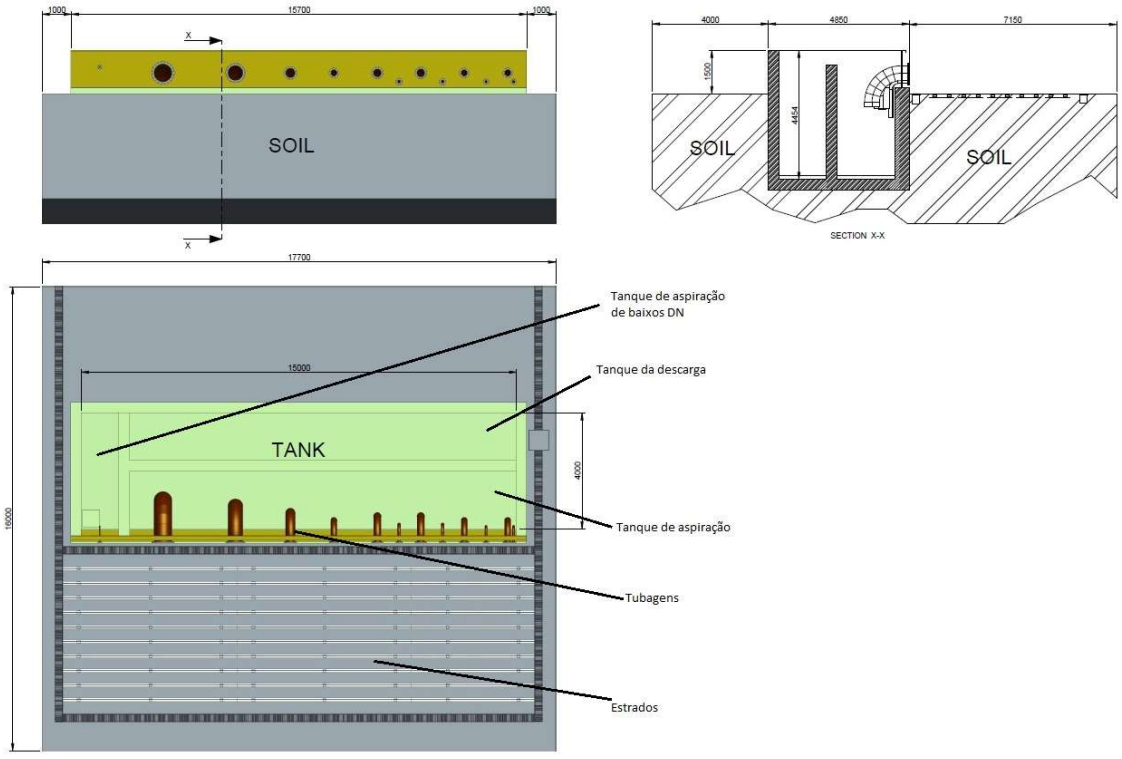


Figura 88. Especificações do tanque do laboratório

Tem como instrumentação fixa no laboratório caudalímetros e manómetros. Está equipado com válvulas, diferindo estas entre mecânicas e elétricas, acoplados a cada tubagem de descarga. É através destas válvulas que se consegue regular o caudal que passa na descarga. Como instrumentação móvel, num ensaio hidráulico são necessários: um manómetro, um manovacuómetro e um analisador de energia elétrica.

O laboratório permite ensaios até 3000 m^3/h e está equipado com um quadro elétrico que permite ensaios com motores até 200 kW a 400 V equipado com arrancadores suaves e um

analisador de energia integrado. Os ensaios efetuados são de aspiração positiva, ou seja, o nível de água está acima da aspiração da bomba.



Figura 89. Laboratório Efaflu

Para a obtenção de resultados de eficiência com uma maior de precisão, os ensaios foram realizados com a utilização de um dinamómetro, instrumento que permite obter diretamente a potência requerida ao motor. Sem ele teria de se ler P_1 a partir do analisador de energia e analisar a partir da curva característica do motor que pode não ser fiável pois é fornecida pelo fabricante. Para a utilização do dinamómetro são necessários uns acoplamentos de lâminas, que servem para reduzir as vibrações, fundamental para preservar o bom funcionamento do equipamento de leitura. De forma a fixar os veios foram maquinados furos na zona do escatel.

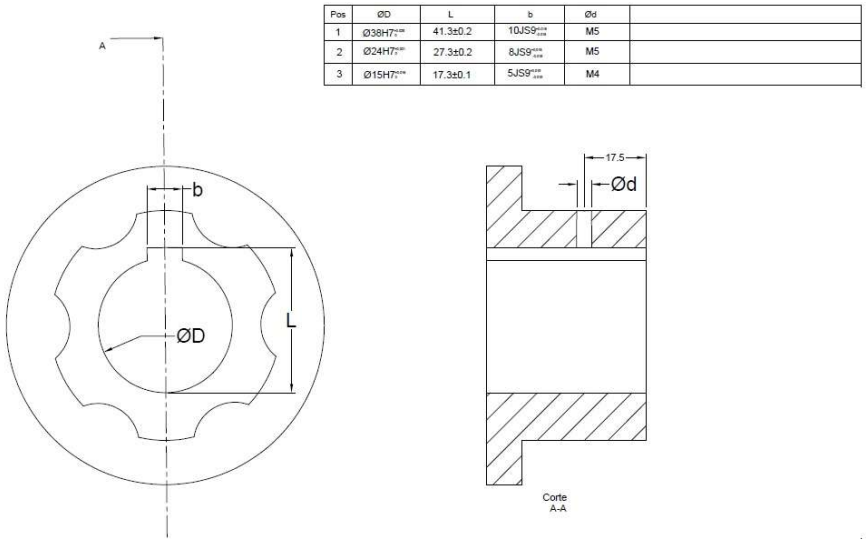


Figura 90. Ordem de fabrico dos acoplamentos

O desenho de conjunto seguinte certifica que esses mesmos furos ficam nas zonas dos escatéis.

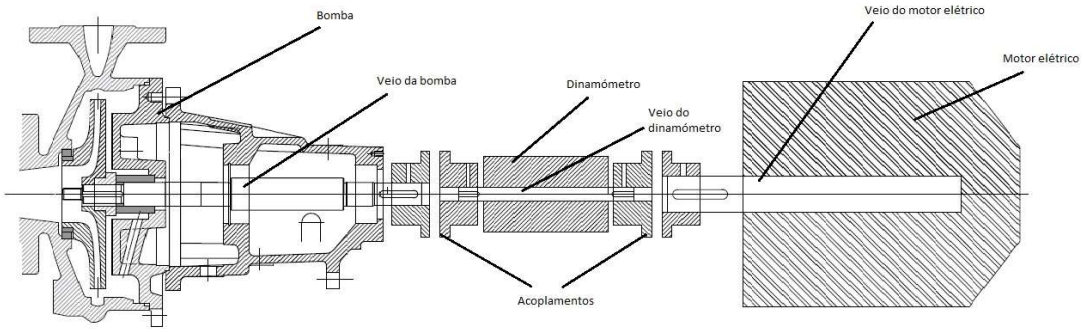


Figura 91. Ensaio hidráulico com dinamómetro

6.2 Preparação dos ensaios laboratoriais

Foram realizados ensaios de desempenho, onde são medidos entre 5 a 10 pontos de caudais escolhidos a partir da curva da bomba em estudo. A leitura de potência, tensão e intensidade de corrente do motor elétrico é realizada através de um analisador devidamente emparelhado com o quadro de alimentação, que fornece energia ao quadro de distribuição elétrica.

A medição dos caudais é feita com um caudalímetro eletromagnético instalado na tubagem, devidamente calibrado. O caudal é regulado manualmente através de uma válvula mecânica na descarga.



Figura 92. Caudalímetro e o seu display

Os dados de pressão são obtidos através de um manovacuómetro na aspiração e um manómetro digital na compressão.

Para a realização de um ensaio é necessária a escolha correta das tubagens para a realização do ensaio hidráulico. Essa escolha depende de vários fatores, onde é necessário ter em atenção as PN (pressão nominal das tubagens) utilizadas, as tomadas de pressão têm de estar, obrigatoriamente, em tubos, comprimentos dos próprios tubos e a utilização de cones para corrigir as diferenças dos diâmetros da bomba para os diâmetros de aspiração e descarga utilizados no laboratório. Entre as tubagens são utilizadas juntas, de forma a garantir a estanqueidade das ligações dos conjuntos.



Figura 93. Tubagens utilizadas nos ensaios

Processo de montagem conjunto bomba-motor e as tubagens

Para o processo de montagem da bomba e do respetivo motor foi necessário o uso de um estrado, auxiliado com a utilização de calços de forma a um alinhamento adequado entre os mesmos. Este processo de montagem e alinhamento é um processo moroso e de extrema importância para que o ensaio corra bem.

Ligações elétricas

Após a montagem do ensaio, procedeu-se à eletrificação do motor acoplado à bomba. Esta é feita diretamente, sendo necessário ter em conta a potência do motor e a intensidade da corrente para definir os cabos corretos e onde se ligar no quadro elétrico. A alimentação é trifásica com um cabo ligado à terra, podendo assim definir o sentido da rotação do motor, consequência da ligação elétrica acima descrita.



Figura 94. Quadro elétrico do laboratório

Após a conclusão das ligações elétricas, efetuou-se uma verificação final e confirmação que tudo está corretamente ligado, devidamente apertado e sem fugas visíveis.

Ensaio hidráulico

Nos ensaios hidráulicos com os protótipos, por forma a garantir a integridade do impulsor, foi efetuado um arranque suave, através de um variador de tensão. Após o arranque, procedeu-se ao registo de todos dados necessários para a elaboração das respetivas curvas características desejadas. Controlando o ensaio partindo do caudal debitado, registam-se valores da pressão na aspiração, pressão na descarga, potência requerida ao motor, potência absorvida à rede, bem como os valores de corrente, tensão e o fator de potência (figura 95).

Q (m3/h)	Pasp (kg/cm2)	Pasp (bar)	Pdesc (bar)	Pasp (bar)_corr	H (m)	Ec (m)	P2(W)	Eff (%)	P2(kW)	P1 (W)	I(A)	V	CosFi	rpm		
0.0	0.045	0.044	1.5	0.078	14.87	0.00	330	0.0	0.330	768	6.37	420	0.166	1497.00	dTubagemDesc (m)	dTubagemAsp(m)
1.5	0.045	0.044	1.5	0.077	14.87	0.00	375	15.7	0.375	825	6.38	420	0.178		0.04	0.05
3.0	0.04	0.039	1.49	0.071	14.83	0.01	440	27.9	0.440	884	6.38	420	0.191		Alt_geom_asp(m)	Alt_max_asp(m)
4.5	0.035	0.034	1.46	0.062	14.59	0.03	500	36.0	0.500	950	6.45	420	0.203		-0.8	0.450
5.9	0.02	0.020	1.39	0.050	14.05	0.05	560	40.5	0.560	1006	6.43	420	0.215		Caudal Max (m3/h)	Fator
7.5	0	0.000	1.29	0.033	13.26	0.08	630	42.9	0.630	1050	6.20	415	0.235		12.4	8.1719E-03
9.0	-0.03	-0.029	1.16	0.014	12.27	0.12	685	43.7	0.685	1108	6.20	415	0.250			
10.1	-0.06	-0.059	1.05	-0.003	11.48	0.15	730	43.2	0.730	1152	6.20	415	0.257		Ensaio s/ dinamómetro	
12.1	-0.11	-0.108	0.7	-0.039	8.47	0.22	790	35.3	0.790	1225	6.24	416	0.272			
12.4	-0.12	-0.118	0.63	-0.044	7.86	0.22	820	32.3	0.820	1237	6.25	415	0.275			

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

NNJ 32-200 2P IMPULSOR PROTOTIPO 6 PENAS d200mm
MOTOR U.M IE2 5.5 KW

Dados elétricos retirados do fluke
caudalimetro DN40

Figura 95. Dados recolhidos de um ensaio hidráulico realizado

6.3 Resultados

No decorrer deste projeto foram realizados 5 ensaios à bomba em questão. Os primeiros dois com um motor a 2 polos (2900 rpm), com e sem dinamómetro. De forma a salvaguardar a integridade dos novos protótipos, os ensaios realizaram-se com um motor a 4 polos (1450 rpm) e o auxílio de um variador de tensão. Os ensaios a 1450 rpm, todos nas mesmas condições, serviram para comparar o impulsor original com os protótipos.

Ensaio com o impulsor original com um motor de 2 polos (2900 rpm) sem dinamómetro:

Este ensaio foi realizado nas seguintes condições:

Tabela 20. Condições do ensaio hidráulico da bomba original a 2900 rpm sem dinamómetro

Impulsor	Original com 210 mm de diâmetro
Motor	Universal Motors IE2
Potência	7.5 kW
Rotação	2900 rpm
Leitor de dados elétricos	Analisador de energia
Caudalímetro	DN100
Tubagem de descarga	DN100
Tubagem de aspiração	DN200
Altura geométrica de aspiração	650mm

Q (m3/h)	Pasp (bar)	Pdesc (bar)	Pasp (bar)_corr	H (m)	Ec (m)	P2(W)	Eff (%)	P2(kW)	P1 (W)	I(A)	V	CosFi
0.0	0.05	6.4	-0.064	66.02	0.00	3505.92	0.0	3.506	3984	6.77	405	0.84
2.3	0.05	6.3	-0.063	65.00	0.00	3730.32	10.9	3.730	4239	7.09	405	0.852
4.0	0.05	6.2	-0.063	63.97	0.00	3955.6	17.5	3.956	4495	7.43	404	0.864
6.0	0.05	6.1	-0.063	62.95	0.00	4260.96	24.2	4.261	4842	7.88	405	0.876
8.1	0.05	6.09	-0.062	62.84	0.00	4571.6	30.1	4.572	5195	8.35	405	0.886
10.8	0.05	6	-0.060	61.91	0.01	4980.8	36.5	4.981	5660	8.98	407	0.897
11.9	0.05	5.9	-0.059	60.88	0.01	5152.4	38.2	5.152	5855	9.23	407	0.900
14.3	0.05	5.6	-0.058	57.80	0.01	5517.6	40.7	5.518	6270	9.80	408	0.907
16.0	0.05	5.4	-0.056	55.74	0.02	5747.28	42.2	5.747	6531	10.15	407	0.911
17.9	0.05	5	-0.054	51.64	0.02	6075.52	41.5	6.076	6904	10.61	408	0.915
21.4	0.05	4.3	-0.050	44.46	0.03	6579.76	39.2	6.57976	7477	11.47333	408	0.922

NNJ 32-200 2P IMPULSOR ORIGINAL d210

MOTOR U.M IE2 7.5 KW https://www.universalmotors.pt/pg45-produto-12-ii-polos-3000-rpm-pt?potcv=10&potkw=7.5&tipo=HE31%20132%2052%202%20IE2

Dados elétricos retirados do analisador de energia

caudalimetro DN100

dTubagemDesc (m)	dTubagemAsp(m)
0.1	0.2
Alt_geom_asp(m)	Alt_max_asp(m)
0.65	0.511
Caudal Max (m3/h)	Fator
21.35	-3.0559E-04

Ensaio s/ dinamómetro

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

Figura 96. Dados recolhidos do ensaio da bomba com impulsor original a 2900 rpm sem dinamómetro

Foram obtidas as seguintes curvas características no ensaio:

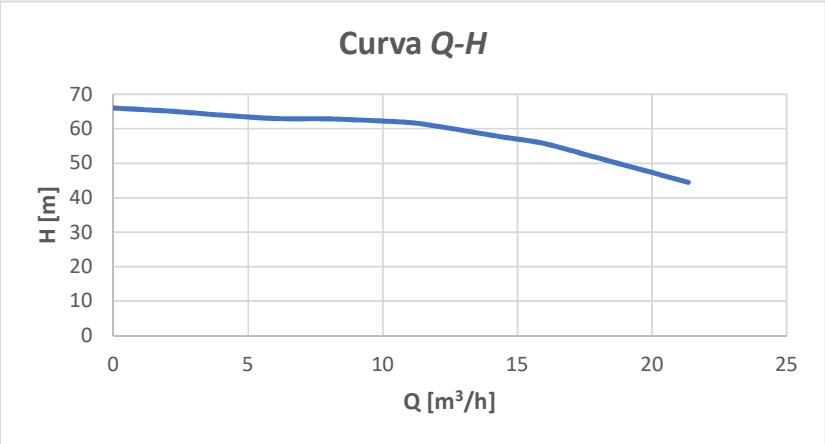


Figura 97. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm sem dinamómetro

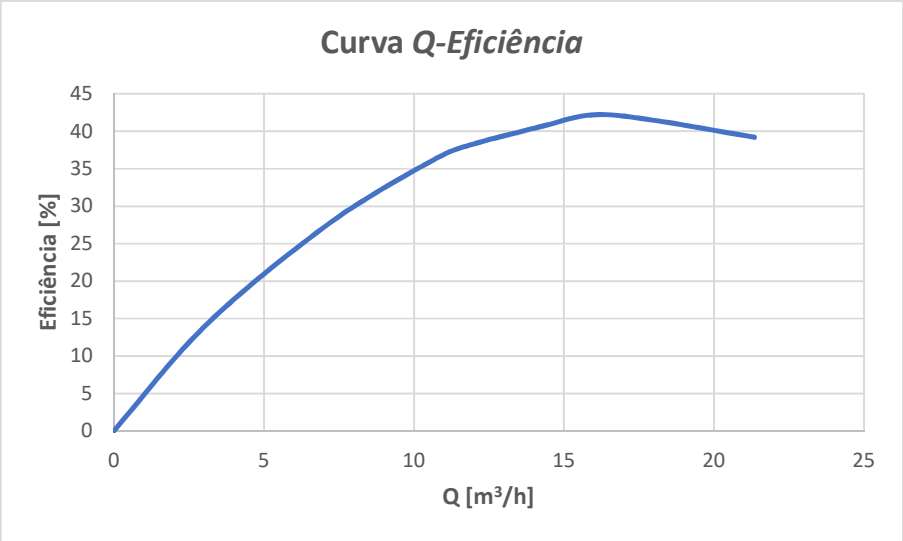


Figura 98. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm sem dinamómetro

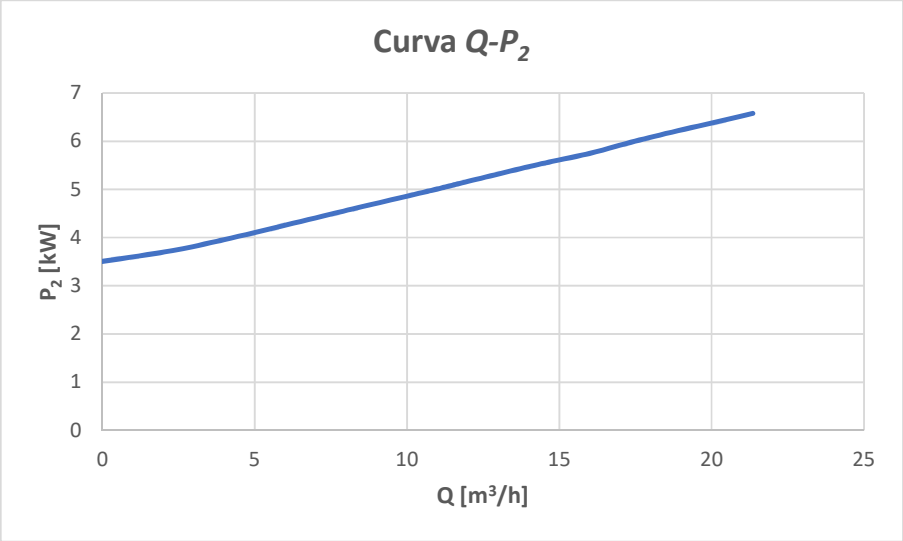


Figura 99. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm sem dinamómetro

Ensaio com o impulsor original com um motor de 2 polos (2900 rpm) com dinamómetro:

Este ensaio foi realizado nas seguintes condições:

Tabela 21. Condições do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro

Impulsor	Original com 210 mm de diâmetro
Motor	Universal Motors IE2
Potência	7.5 kW
Rotação	2900 rpm
Leitor de dados elétricos	Fluke (display do dinamómetro)
Caudalímetro	DN40
Tubagem de descarga	DN40
Tubagem de aspiração	DN50
Altura geométrica de aspiração	-800mm

Q (m3/h)	Pasp (kg/cm2)	Pasp (bar)	Pdesc (bar)	Pasp (bar)_corr	H (m)	Ec (m)	P2(W)	Eff (%)	P2(kW)	P1 (W)	I(A)	V	CosFi	rpm		
0.0	0.06	0.059	6.46	0.078	65.38	0.00	3570	0.0	3.570	3970	7.38	419	0.744	2970.00	dTubagemDesc (m)	dTubagemAsp(m)
2.2	0.058	0.057	6.47	0.077	65.51	0.01	3870	10.3	3.870	4280	7.72	419	0.764		0.04	0.05
4.0	0.04	0.039	6.45	0.074	65.50	0.02	4130	17.3	4.130	4560	8.04	419	0.780		Alt_geom_asp(m)	Alt_max_asp(m)
6.0	0.02	0.020	6.42	0.068	65.43	0.05	4440	24.2	4.440	4880	8.42	419	0.797		-0.8	0.601
8.1	-0.02	-0.020	6.32	0.060	64.85	0.10	4760	30.0	4.760	5220	8.83	419	0.814		Caudal Max (m3/h)	Fator
10.0	-0.06	-0.059	6.15	0.050	63.56	0.15	5050	34.1	5.050	5540	9.23	419	0.826		22.1	2.8677E-03
12.1	-0.12	-0.118	5.92	0.038	61.88	0.21	5385	37.7	5.385	5890	9.69	419	0.839			
14.1	-0.18	-0.176	5.63	0.022	59.60	0.29	5720	40.0	5.720	6258	10.15	419	0.850		Ensaio s/ dinamómetro	
16.2	-0.24	-0.235	5.29	0.005	56.82	0.39	6050	41.4	6.050	6630	10.61	419	0.861			
18.0	-0.31	-0.304	4.89	-0.013	53.53	0.48	6330	41.4	6.330	6930	11.03	418	0.867			
20.0	-0.4	-0.392	4.43	-0.034	49.84	0.588	6630	40.888	6.630	7260	11.46	419	0.874			
22.1	-0.54	-0.529	3.7	-0.059	43.92	0.718	6940	38.032	6.940	7610	11.93	419	0.881			

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

NNJ 32-200 2P IMPULSOR ORIGINAL d210

MOTOR U.M IE2 7.5 KW https://www.universalmotors.pt/pg45-produto-12-ii-polos-3000-rpm-pt?potcv=10&potkw=7.5&tipo=HE31%20132%20S2%202%20IE2

Dados elétricos retirados do fluke

caudalimetro DN40

Figura 100. Dados recolhidos do ensaio da bomba com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro

Obteve-se as seguintes curvas características no ensaio:

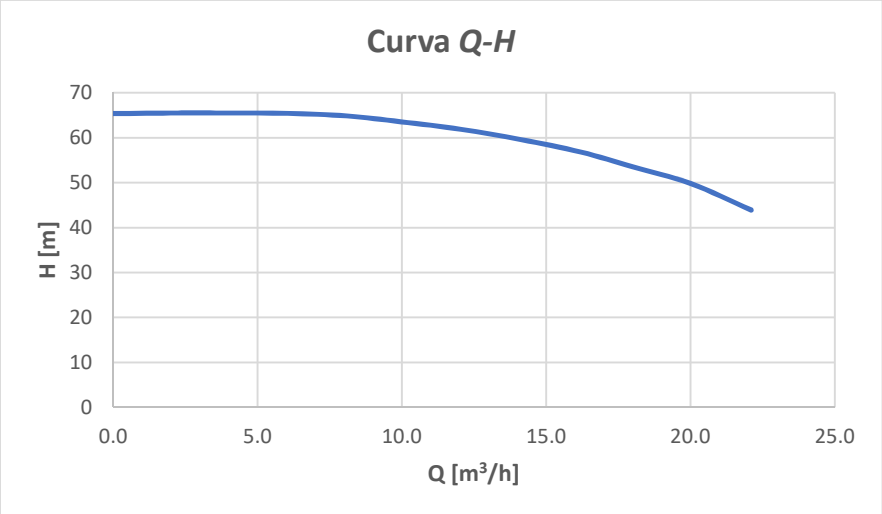


Figura 101. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro

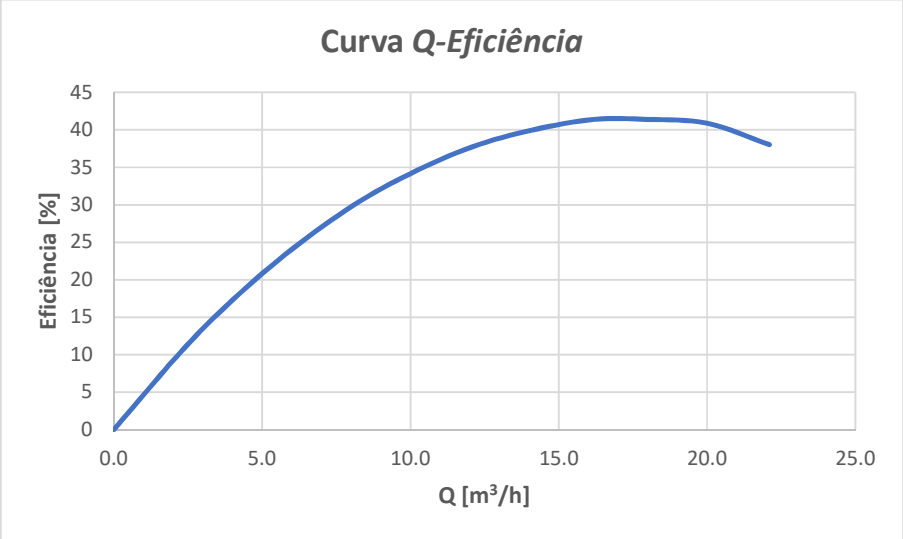


Figura 102. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro

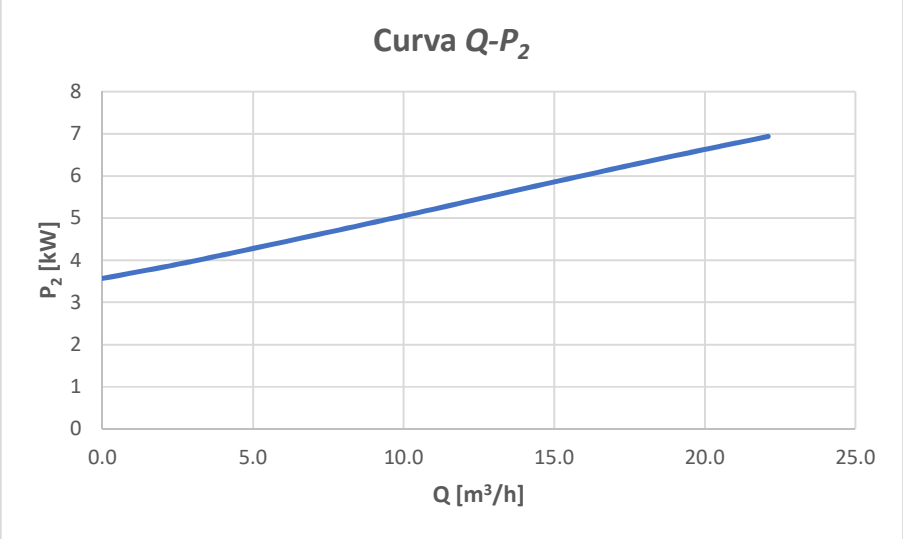


Figura 103. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico com impulsor original a 2900 rpm com dinamómetro

Ensaio com o impulsor original com um motor de 4 polos (1450 rpm) com dinamómetro:

Este ensaio foi realizado nas seguintes condições:

Tabela 22. Condições do ensaio hidráulico com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro

Impulsor	Original com 210 mm de diâmetro
Motor	Universal Motors IE2
Potência	5.5 kW
Rotação	1450 rpm
Leitor de dados elétricos	Fluke (display do dinamómetro)
Caudalímetro	DN40
Tubagem de descarga	DN40
Tubagem de aspiração	DN50
Altura geométrica de aspiração	-800mm

Q (m3/h)	Pasp (kg/cm2)	Pasp (bar)	Pdesc (bar)	Pasp (bar)_corr	H (m)	Ec (m)	P2(W)	Eff (%)	P2(kW)	P1 (W)	I(A)	V	CosFi
0.0	0.045	0.044	1.73	0.078	17.22	0.00	470	0.0	0.470	870	6.41	421	0.185
1.6	0.045	0.044	1.73	0.076	17.22	0.00	520	14.1	0.520	920	6.43	421	0.197
3.2	0.04	0.039	1.72	0.070	17.18	0.02	589	25.6	0.589	985	6.43	421	0.210
4.4	0.03	0.029	1.68	0.063	16.89	0.03	638	31.9	0.638	1037	6.44	421	0.221
6.0	0.015	0.015	1.61	0.050	16.35	0.05	703	37.8	0.703	1104	6.47	421	0.234
7.5	-0.01	-0.010	1.5	0.034	15.50	0.08	768	41.0	0.768	1165	6.47	421	0.247
9.0	-0.04	-0.039	1.35	0.015	14.31	0.12	833	41.8	0.833	1230	6.50	421	0.261
10.7	-0.07	-0.069	1.15	-0.012	12.61	0.17	902	40.6	0.902	1298	6.46	420	0.276
11.3	-0.09	-0.088	1.06	-0.024	11.92	0.19	930	39.5	0.930	1328	6.48	420	0.281
12.4	-0.12	-0.118	0.86	-0.044	10.21	0.23	973	35.5	0.973	1368	6.51	420	0.289

NNJ 32-200 2P IMPULSOR ORIGINAL d210
MOTOR U.M IE2 5.5 KW

Dados elétricos retirados do fluke
caudalimetro DN40

rpm		
1497.00	dTubagemDesc (m)	dTubagemAsp(m)
	0.04	0.05
	Alt_geom_asp(m)	Alt_max_asp(m)
	-0.8	0.450
	Caudal Max (m3/h)	Fator
	12.4	8.1063E-03

Ensaio s/ dinamómetro

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

Figura 104. Dados recolhidos do ensaio da bomba com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro

Foram obtidas as seguintes curvas características no ensaio:

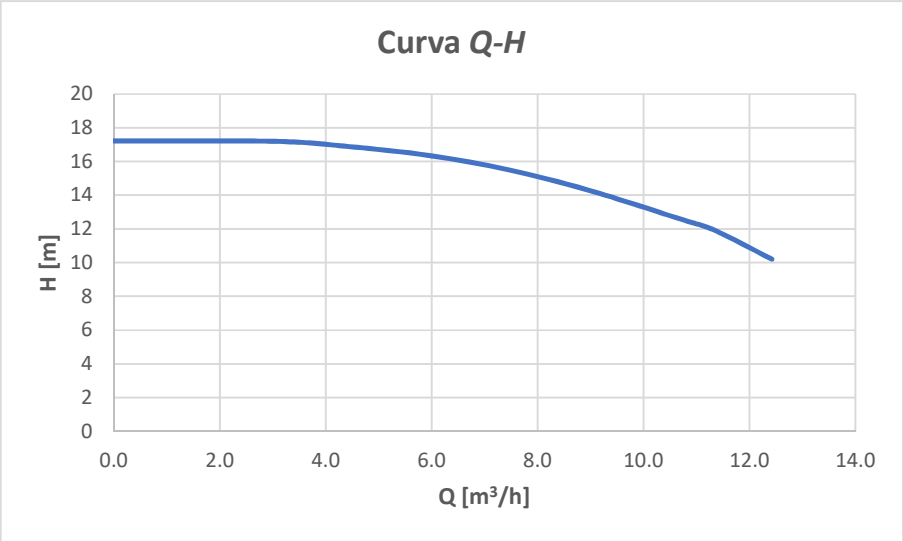


Figura 105. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro

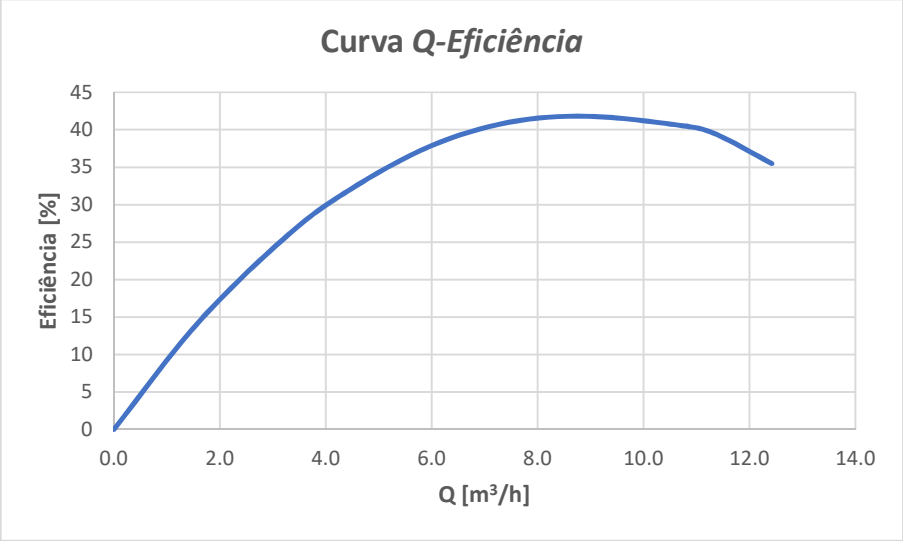


Figura 106. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro

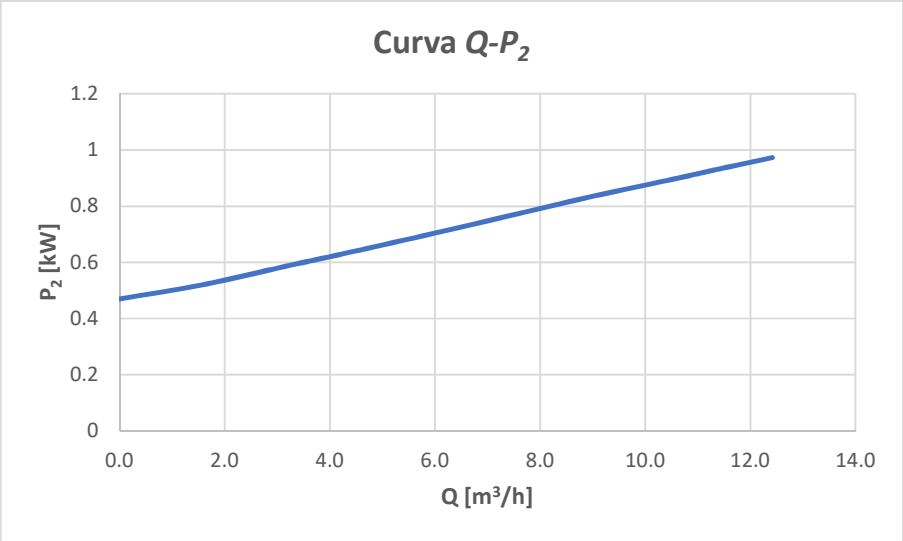


Figura 107. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico com impulsor original a 1450 rpm com dinamómetro

Ensaio com o novo impulsor com 5 penas com um motor de 4 polos (1450 rpm) com dinamómetro:

Este ensaio foi realizado nas seguintes condições:

Tabela 23. Condições do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro

Impulsor	Novo com 5 penas
Motor	Universal Motors IE2
Potência	5.5 kW
Rotação	1450 rpm
Leitor de dados elétricos	Fluke (display do dinamómetro)
Caudalímetro	DN40
Tubagem de descarga	DN40
Tubagem de aspiração	DN50
Altura geométrica de aspiração	-800mm

Q (m3/h)	Pasp (kg/cm2)	Pasp (bar)	Pdesc (bar)	Pasp (bar)_corr	H (m)	Ec (m)	P2(W)	Eff (%)	P2(kW)	P1 (W)	I(A)	V	CosFi
0.4	0.045	0.044	1.54	0.078	15.28	0.00	390	3.8	0.390	815	6.35	419	0.177
1.6	0.04	0.039	1.53	0.076	15.23	0.00	430	15.5	0.430	856	6.39	419	0.186
3.2	0.04	0.039	1.53	0.070	15.24	0.02	490	27.2	0.490	921	6.37	418	0.200
4.4	0.025	0.025	1.49	0.063	15.00	0.03	540	33.4	0.540	968	6.35	418	0.210
6.0	0.01	0.010	1.37	0.049	13.95	0.05	610	37.3	0.610	1033	6.40	418	0.224
7.5	-0.01	-0.010	1.31	0.033	13.56	0.08	660	41.9	0.660	1092	6.40	419	0.235
9.0	-0.04	-0.039	1.19	0.014	12.67	0.12	720	42.9	0.720	1152	6.43	420	0.247
10.5	-0.07	-0.069	1.03	-0.010	11.38	0.16	770	42.1	0.770	1203	6.43	419	0.258
12.1	-0.11	-0.108	0.75	-0.039	8.98	0.21	830	35.4	0.830	1258	6.41	418	0.271
12.3	-0.12	-0.118	0.67	-0.044	8.27	0.22	835	33.2	0.835	1268	6.44	419	0.272

NNJ 32-200 2P IMPULSOR PROTOTIPO 5 PENAS d200mm
MOTOR U.M IE2 5.5 KW

Dados elétricos retirados do fluke
caudalimetro DN40

rpm		
1497.00	dTubagemDesc (m)	dTubagemAsp(m)
	0.04	0.05
	Alt_geom_asp(m)	Alt_max_asp(m)
	-0.8	0.450
	Caudal Max (m3/h)	Fator
	12.3	8.2250E-03

Ensaio s/ dinamómetro

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

Figura 108. Dados recolhidos do ensaio da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro

Foram obtidas as seguintes curvas características no ensaio:

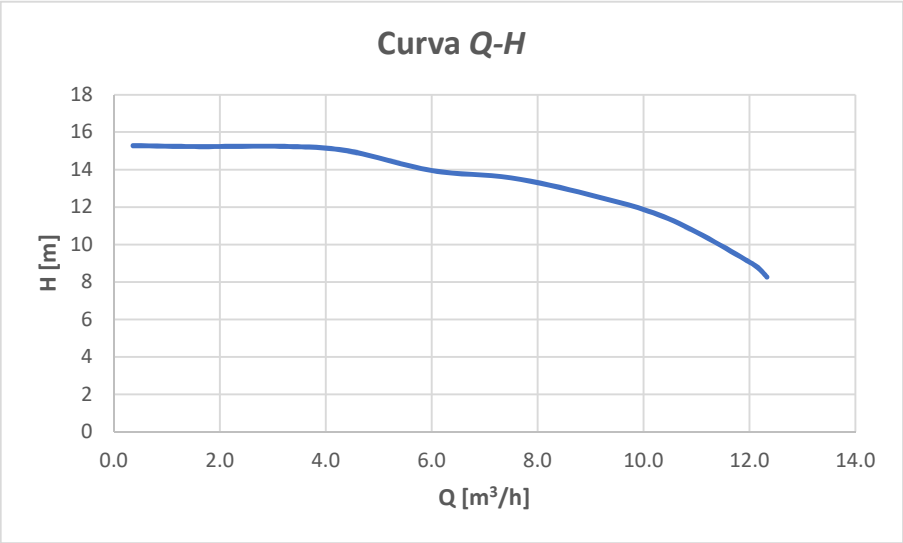


Figura 109. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro

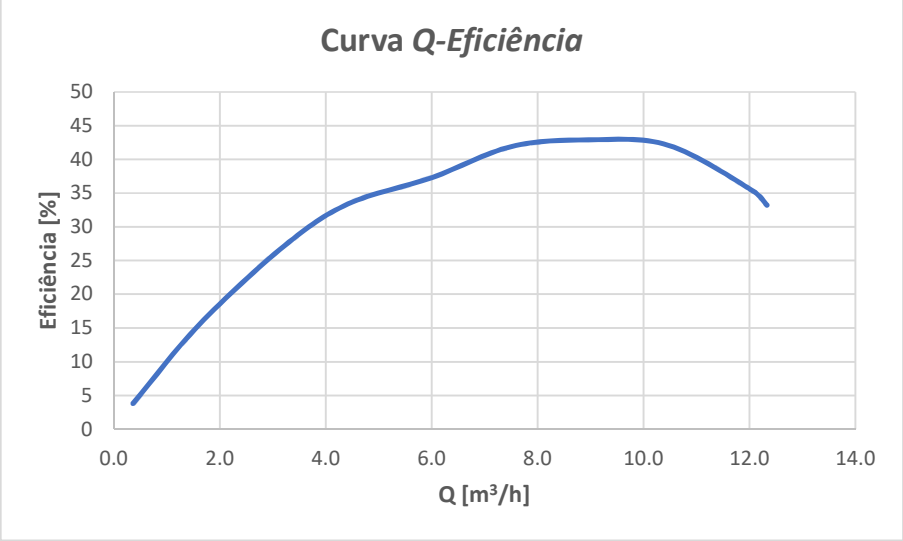


Figura 110. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro

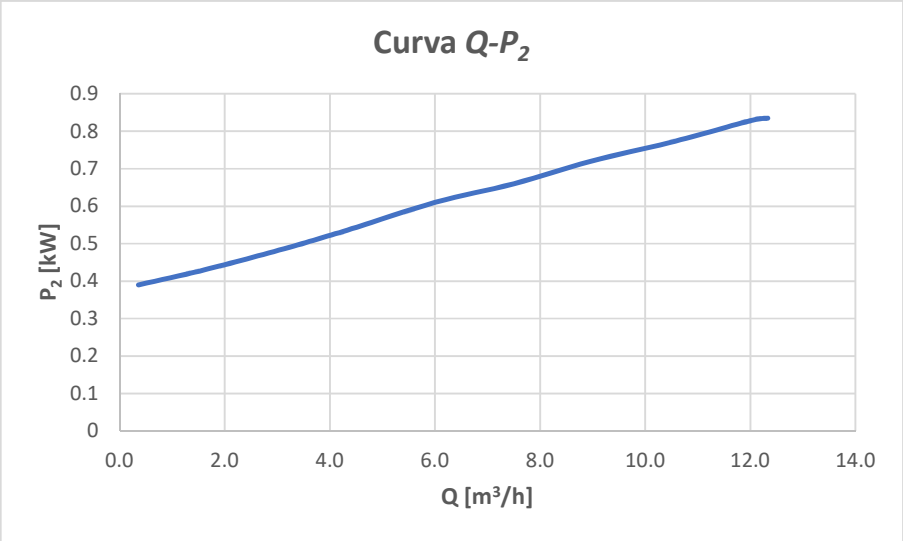


Figura 111. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 5 penas com dinamómetro

Ensaio com o novo impulsor com 6 penas com um motor de 4 polos (1450 rpm) com dinamómetro:

Este ensaio foi realizado nas seguintes condições:

Tabela 24. Condições do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro

Impulsor	Novo com 6 penas
Motor	Universal Motors IE2
Potência	5.5 kW
Rotação	1450 rpm
Leitor de dados elétricos	Fluke (display do dinamómetro)
Caudalímetro	DN40
Tubagem de descarga	DN40
Tubagem de aspiração	DN50
Altura geométrica de aspiração	-800mm

Q (m3/h)	Pasp (kg/cm2)	Pasp (bar)	Pdesc (bar)	Pasp (bar)_corr	H (m)	Ec (m)	P2(W)	Eff (%)	P2(kW)	P1 (W)	I(A)	V	CosFi
0.0	0.045	0.044	1.5	0.078	14.87	0.00	330	0.0	0.330	768	6.37	420	0.166
1.5	0.045	0.044	1.5	0.077	14.87	0.00	375	15.7	0.375	825	6.38	420	0.178
3.0	0.04	0.039	1.49	0.071	14.83	0.01	440	27.9	0.440	884	6.38	420	0.191
4.5	0.035	0.034	1.46	0.062	14.59	0.03	500	36.0	0.500	950	6.45	420	0.203
5.9	0.02	0.020	1.39	0.050	14.05	0.05	560	40.5	0.560	1006	6.43	420	0.215
7.5	0	0.000	1.29	0.033	13.26	0.08	630	42.9	0.630	1050	6.20	415	0.235
9.0	-0.03	-0.029	1.16	0.014	12.27	0.12	685	43.7	0.685	1108	6.20	415	0.250
10.1	-0.06	-0.059	1.05	-0.003	11.48	0.15	730	43.2	0.730	1152	6.20	415	0.257
12.1	-0.11	-0.108	0.7	-0.039	8.47	0.22	790	35.3	0.790	1225	6.24	416	0.272
12.4	-0.12	-0.118	0.63	-0.044	7.86	0.22	820	32.3	0.820	1237	6.25	415	0.275

NNJ 32-200 2P IMPULSOR PROTOTIPO 6 PENAS d200mm
MOTOR U.M IE2 5.5 KW

Dados elétricos retirados do fluke
caudalimetro DN40

rpm		
1497.00	dTubagemDesc (m)	dTubagemAsp(m)
	0.04	0.05
	Alt_geom_asp(m)	Alt_max_asp(m)
	-0.8	0.450
	Caudal Max (m3/h)	Fator
	12.4	8.1719E-03

Ensaio s/ dinamómetro

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

Figura 112. Dados recolhidos do ensaio da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro

Foram obtidas as seguintes curvas características do ensaio:

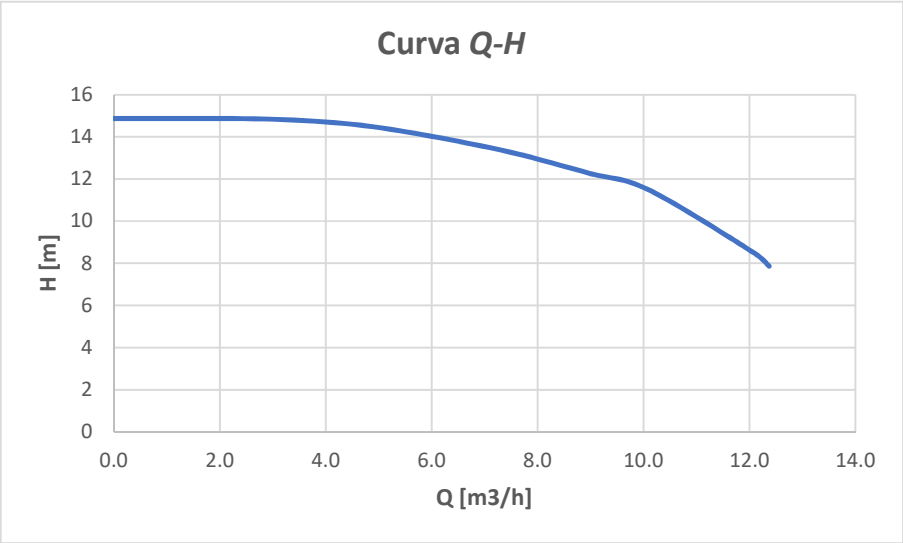


Figura 113. Curva característica Q-H do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro

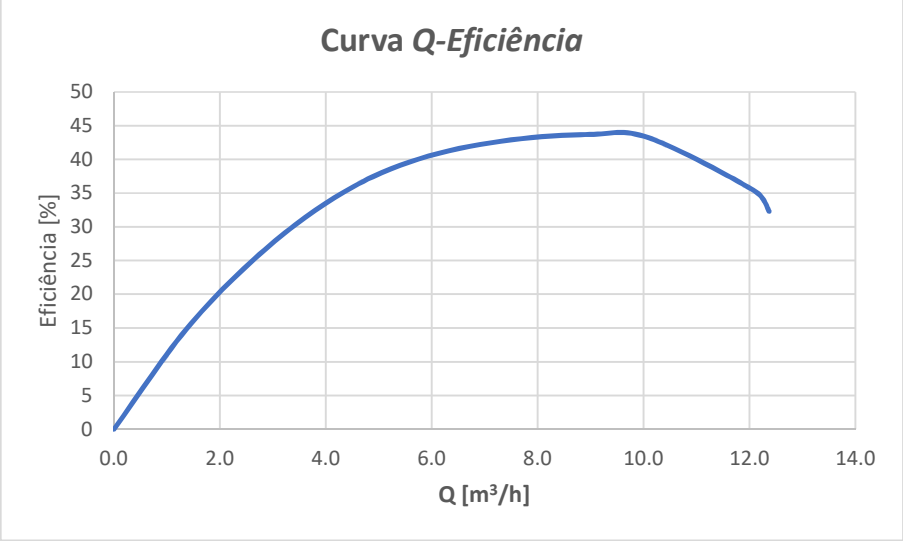


Figura 114. Curva característica Q-Eficiência do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro

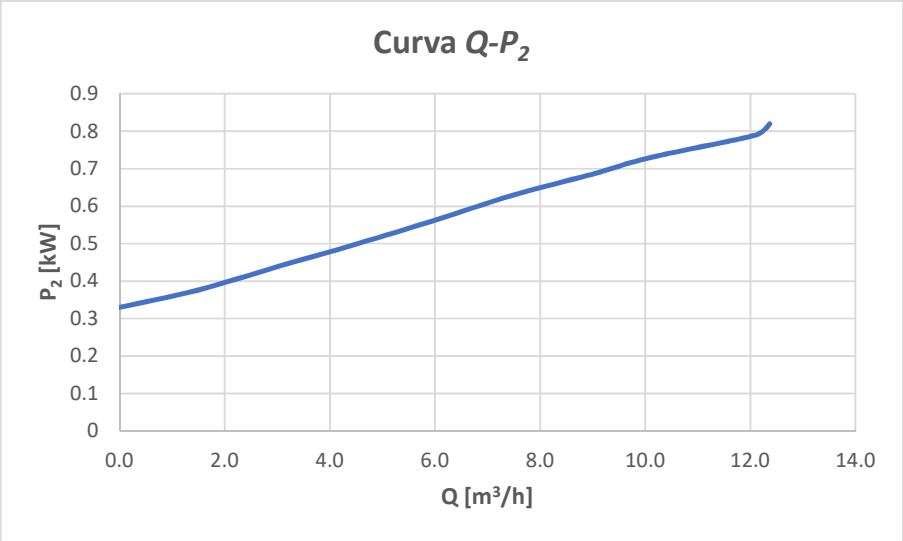


Figura 115. Curva característica Q-P_2 do ensaio hidráulico da bomba com o novo impulsor com 6 penas com dinamómetro

Usando as leis de semelhança (secção 2.2.3.4), podem-se obter as curvas características para uma velocidade de rotação de 2900 rpm a partir dos resultados dos ensaios a 1450 rpm. Em suma: o caudal, Q, varia numa razão direta da variação das velocidades de rotação; a altura manométrica, H varia numa razão quadrática da variação das velocidades de rotação; a potência requerida ao motor, P_2, varia numa razão cúbica. A eficiência, ou rendimento hidráulico, obteve-se a partir da razão entre a potência útil ($P_u = \rho g H Q$) e P_2.

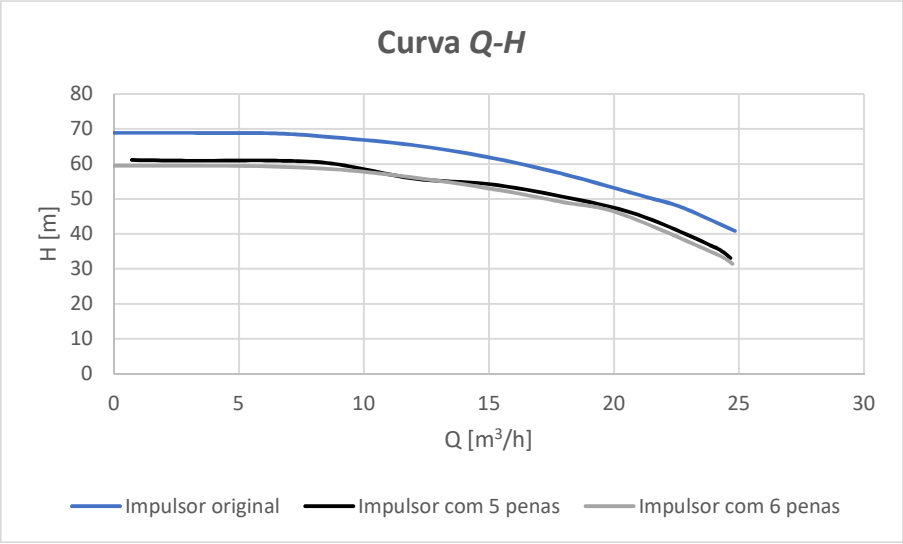


Figura 116. Curva característica Q-H dos ensaios hidráulicos às bombas a 1450 rpm

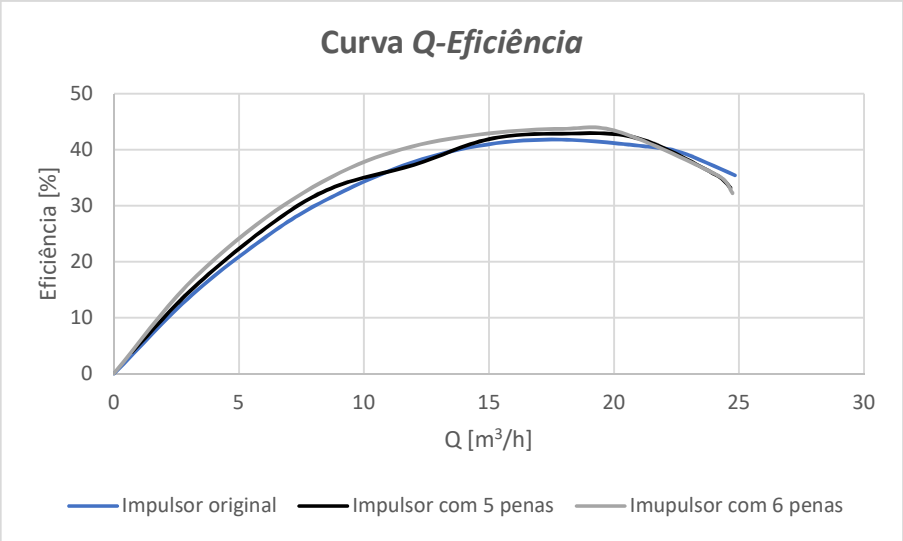


Figura 117. Curva característica Q-Eficiência dos ensaios hidráulicos às bombas a 1450 rpm

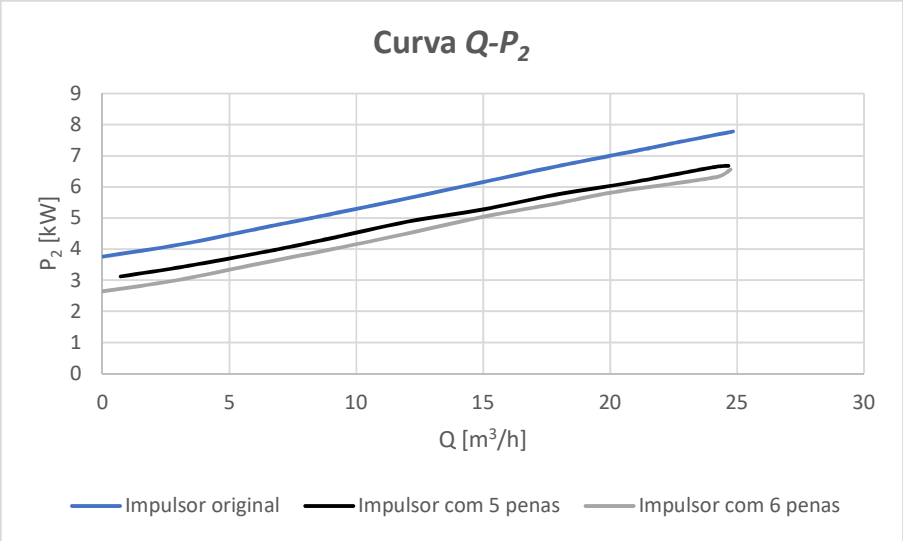


Figura 118. Curva característica Q-P_2 dos ensaios hidráulicos às bombas a 1450 rpm

Os resultados obtidos foram positivos, porém, não tanto quanto esperado. Conforme as simulações CFD previam, a bomba com o protótipo de 6 penas obteve melhor desempenho comparativamente com a de 5. Considerando o novo impulsor de seis penas, o rendimento hidráulico aumentou cerca de três pontos percentuais em quase toda a curva até, aproximadamente, aos 20 m^3/h, obteve-se um *shut-off* inferior, conforme se pretendia. Também se conseguiu uma redução de, aproximadamente, 20% da potência absorvida ao motor, P_2, infelizmente insuficiente para ser possível acoplar um motor mais pequeno, o que tornaria o produto mais barato e competitivo.

Com base nos dados obtidos nos ensaios hidráulicos com o motor a 4 polos e com dinamómetro, calcularam-se as novas velocidades especificas e os novos MEI inerentes a cada bomba:

NNJ com impulsor original.

$$N_q = 1450.\frac{\sqrt{\frac{9}{3600}}}{(14.31)^{3/4}} = 9.854 \quad [-] \quad 6.1$$

NNJ com impulsor com 5 penas.

$$N_q = 1450.\frac{\sqrt{\frac{9}{3600}}}{(12.67)^{3/4}} = 10.796 \quad [-] \quad 6.2$$

NNJ com impulsor com 6 penas.

$$N_q = 1450.\frac{\sqrt{\frac{9}{3600}}}{(12.27)^{3/4}} = 11.060 \quad [-] \quad 6.3$$

Tabela 25. Comparação do N_q dos programas utilizados com o ensaio hidráulico

	N_q *CFTurbo*	N_q *TCFD*	N_q *Ensaio hidráulico*
Bomba c/ Impulsor c/ 5 penas	10.943	12.48	11.06
Bomba c/ Impulsor c/ 6 penas	10.518	12.17	10.796

Na tabela 25, verifica-se que os resultados das previsões de desempenho do *CFTurbo* estão mais próximos da realidade comparativamente com as simulações CFD.

Tabela 26. Novos valores do MEI segundo os dados dos ensaios hidráulicos

	MEI 0.4	**MEI 0.7**
Bomba c/ Impulsor original	38.08 %	40 %
Bomba c/ Impulsor c/ 5 penas	41.20 %	43 %
Bomba c/ Impulsor c/ 6 penas	41.99 %	44 %

Contrariando o habitual na indústria de bombagem, ter valores nos catálogos que não se verificam nos ensaios, os dados de catálogo sobre a eficiência da bomba NNJ 32-200, tanto a 1450 e a 2900 rpm, estavam abaixo dos verificados nos ensaios hidráulicos. A bomba com o

impulsor original tem uma eficiência superior à mínima em vigor como ao possível novo MEI 0.7, pecando apenas por necessitar uma potência absorvida ao motor elevada (P_2).

Nos protótipos, os ensaios mostraram a redução do *shut-off* e da altura manométrica, conforme pretendido. Conseguiu-se também uma melhoria de cerca de três pontos percentuais na eficiência em quase toda a curva e baixar aproximadamente 1.5 kW na totalidade da curva *Q*-P_2.

Embora positivos, os resultados ficaram aquém das expetativas. Porém, um projeto desta dimensão é composto por várias iterações e tentativas, sendo o trabalho aqui descrito apenas a primeira. Com o conhecimento e experiência adquiridos, é de esperar que se consigam cumprir todos os requisitos iniciais com a continuação deste trabalho.

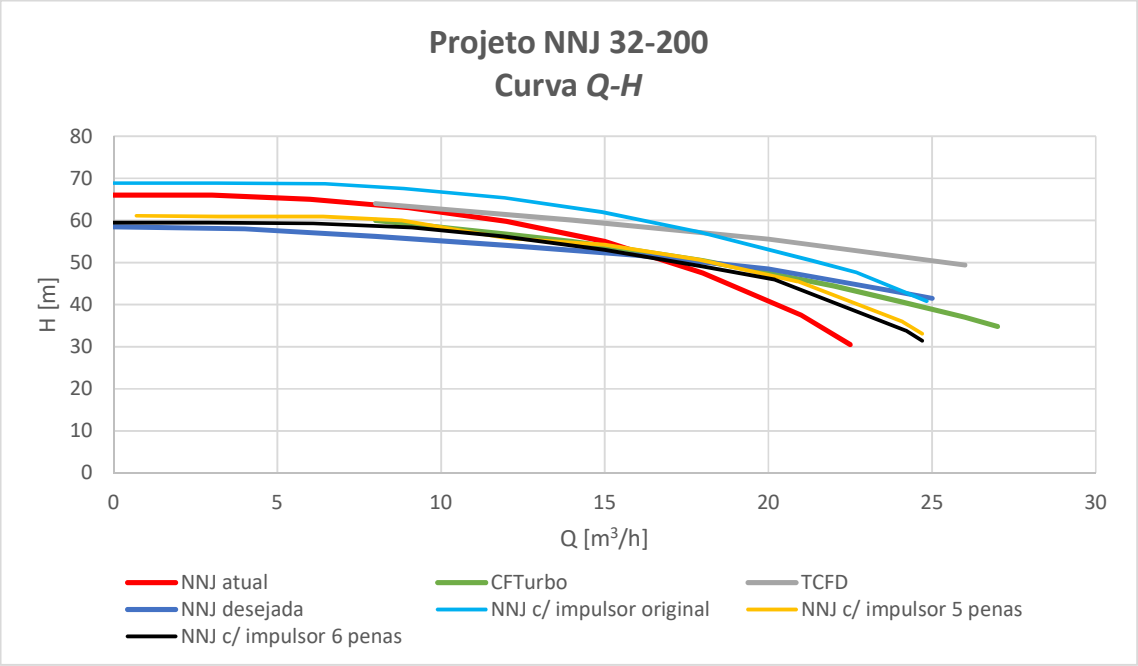


Figura 119. Curva característica *Q-H* final de projeto

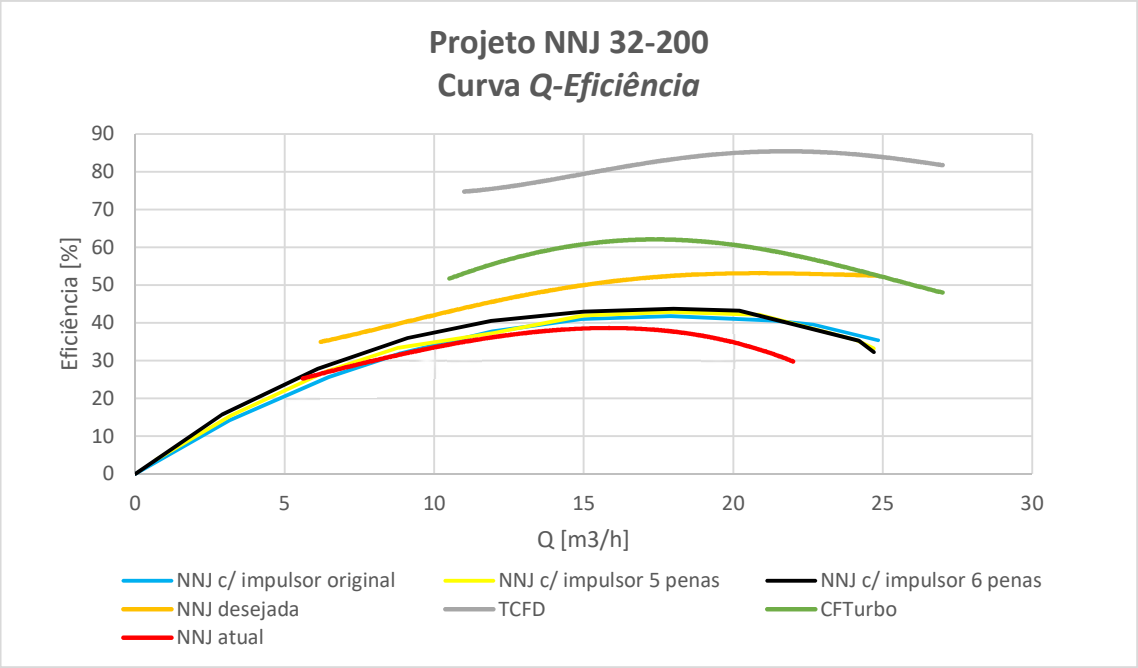


Figura 120. Curva característica *Q-Eficiência* final de projeto

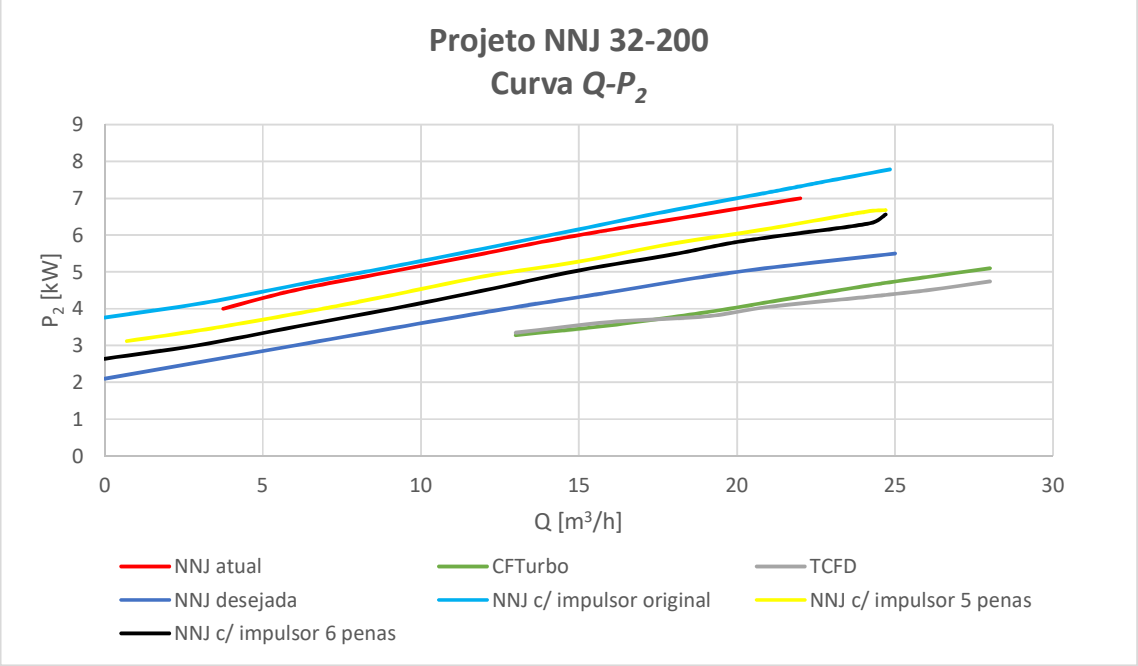


Figura 121. Curva característica Q-P_2 final de projeto

Na figura 119 é possível verificar que, em termos de altura manométrica, as curvas dos protótipos aproximam-se da bomba desejada. Em termos de rendimento hidráulico, os resultados ficaram um pouco aquém do objetivo, havendo várias explicações para tal, conforme se irá abordar no capítulo das conclusões (figura 120). Já em termos do consumo de potência requerida ao motor, os resultados ficaram num meio-termo, com uma redução significativa, mas ainda não suficiente para o acoplamento de um motor de menor potência (figura 121).

7 Conclusões e perspetivas de trabalho futuro

Esta dissertação focou-se no desenvolvimento de dois novos impulsores com a finalidade de melhorar a eficiência de uma bomba centrífuga normalizada. Este projeto foi dividido em sete partes: estudo teórico sobre conceção de projetos hidráulicos de bombas centrífugas; desenvolvimento do projeto hidráulico na plataforma *CFTurbo*; implementação e validação do modelo desenvolvido numa plataforma de simulação CFD; implementação de um método de otimização de bombas centrífugas; impressão dos impulsores através de um processo de prototipagem rápida; ensaios de desempenho hidráulicos realizados em laboratório e discussão de resultados.

Os resultados obtidos foram positivos, porém, um pouco abaixo das expetativas criadas. Considerando o novo impulsor de seis penas, o rendimento hidráulico aumentou cerca de três pontos percentuais, tendo um *shut-off* inferior, conforme se pretendia, e uma redução de aproximadamente 20% da potência absorvida ao motor, P_2, embora insuficiente para utilizar um motor mais pequeno, o que tornaria o produto mais barato e competitivo no mercado.

Três fatores principais influenciaram os resultados e não permitiram uma comparação direta entre a bomba com o impulsor antigo com os novos: o impulsor original tinha um diâmetro 10 mm maior que os impulsores projetados, o que compromete a comparação dos rendimentos hidráulicos entre os ensaios; o novo impulsor com seis penas, contraiu após a impressão por ter sido impresso num dia de bastante calor, o que fez com que o diâmetro de sucção, $d_{S,}$ diminuísse um dos sete milímetros inicialmente projetados; o processo de torneamento para o alargamento do cone de aspiração no corpo da bomba teve sérias limitações devido à sua geometria externa, o que iria tornar demasiado frágil o corpo em algumas zonas, fez com que se efetuasse um chanfro demasiado abrupto que, consequentemente, gerou mais perdas.

A melhoria de um impulsor é um processo iterativo, pelo que, com o conhecimento e experiência adquirida, se deveria reiniciar, o processo de conceção do projeto hidráulico. Aquando da obtenção de um impulsor consolidado através de várias iterações, iniciar-se-ia o desenvolvimento do fabrico do molde para o fabrico do impulsor em ferro fundido ou bronze.

O projeto da voluta não foi abordado com detalhe, o que deveria ser realizado em trabalhos futuros, podendo melhorar entre dois a quatro pontos percentuais no rendimento hidráulico da mesma. A ocorrência de cavitação seria um ponto importante a considerar no projeto final.

Em suma, o desenvolvimento do trabalho teve um balanço positivo: todavia, seria interessante ter a audácia e a coragem de alterar e modificar os fundidos, ou seja, complementar o projeto de um novo impulsor com a melhoria de uma nova voluta e de um novo corpo.

Referências

Abreu, S. (2015). *"Impressão 3D baixo custo versus impressão em equipamentos de elevado custo."* Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, FEUP.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2007). *Mecânica dos fluídos: Fundamentos e aplicações*. São Paulo: McGraw-Hill.

DIN EN 733. *End-suction centrifugal pumps, rating 10 bar with bearing bracket - Nominal duty point, main dimensions, designation system*. Switzerland- ISO

EFAFLU (2017a). *Equipamentos de bombagem*. Póvoa de Varzim: EFAFLU Bombas e Ventiladores S.A

EFAFLU (2017b). *Bombas normalizadas*. Póvoa de Varzim: EFAFLU Bombas e Ventiladores S.A

EFAFLU (2017c). *EFAFLU – Página inicial*. Obtido do web site oficial da EFAFLU: http://www.efaflu.pt/

Falco, R., Mattos, Edson. (1998). *Bombas industriais* (2ªed). Rio de Janeiro: Interciência

Guedes, M. (1998). *O motor de indução trifásico*. Porto: FEUP

Gonçalves, R. (2017). *"Estudo da impressão 3D de baixo custo de geometrias complexas obtidas a partir de modelos matemáticos"*, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, FEUP

GRUNDFOS (2008). *The Centrifugal Pump*. Dinamarca: GRUNDFOS Management A/S.

Gülich, J. (2008). *Centrifugal Pumps* (2ªed). Londres: Springer

ISO 9906:2012. *Rotodynamic pumps -- Hydraulic performance acceptance tests -- Grades 1, 2 and 3*. Switzerland-ISSO

Lobanoff, V., Ross R. (1985). *Centrifugal Pumps: Design & Application*. Houston: Gulf Publishing Company

Lomax, H., Pulliam, T., Zingg, D. (2001). *Fundamentals of computational fluid dynamics.* Springer.

Manuais ACEC (1941)

Morais, S. (2006). *Desenho Técnico Básico* (3ªed). Porto:Porto Editora

P. Girdhar & O. Moniz (2005). *Practical centrifugal pumps: Design, operation and maintenance* (1ªed). USA: Elsevier

Pinto, P. (2012). *"Ventilação eficiente de um autocarro elétrico para circulação em meio urbano",* Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, FEUP

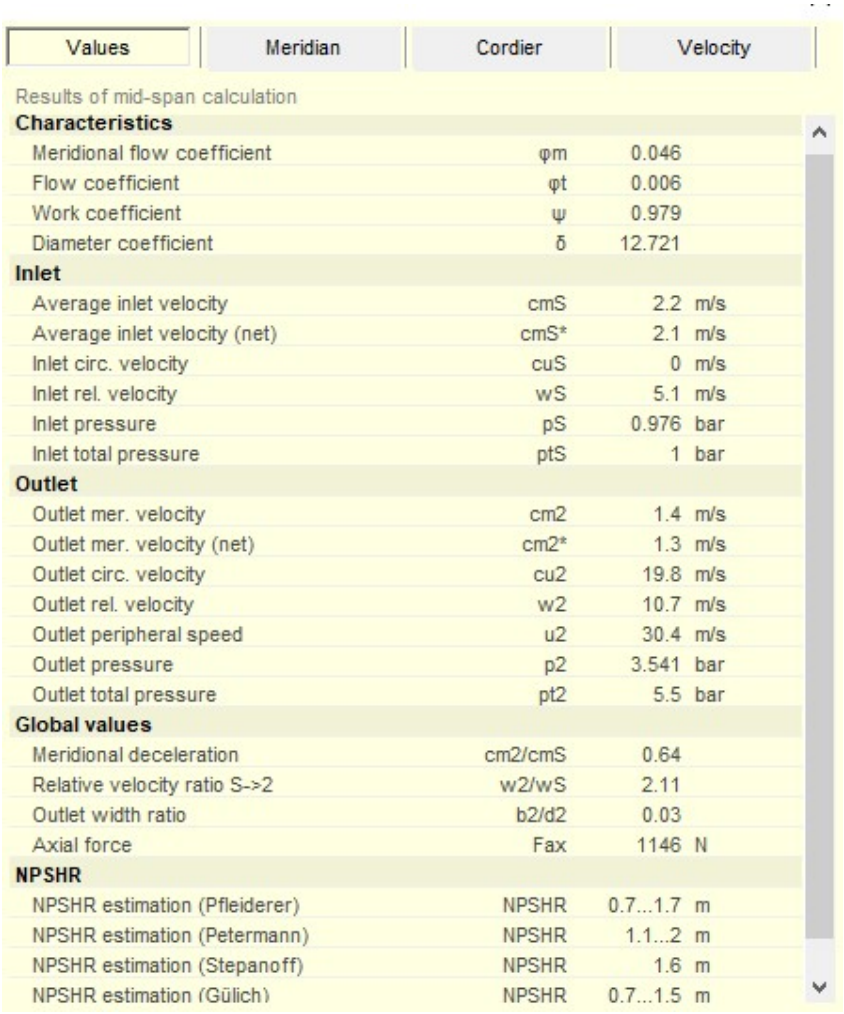
Stepanoff, J. (1957). *Centrifugal and Axial Flow Pumps* (2ªed). New York: John Wiley &Sons, INC.

Universal Motors. (2017) *Catálogo de motores.* Vila do Conde: Universal Motors-Equipamentos Eletromecânicos S.A

White, F. (1991). *Viscous Fluid Flow*. McGraw-Hill, Boston, 1991

3D Systems Inc. (2014). *"CubeProTm Consumer 3D Printer – User Guide".*

ANEXO A: Relatório *CFTurbo* da bomba com impulsor de 6 penas



Values | Meridian | Cordier | Velocity

Results of mid-span calculation

Characteristics			
Meridional flow coefficient	φm	0.046	
Flow coefficient	φt	0.006	
Work coefficient	ψ	0.979	
Diameter coefficient	δ	12.721	
Inlet			
Average inlet velocity	cmS	2.2	m/s
Average inlet velocity (net)	cmS*	2.1	m/s
Inlet circ. velocity	cuS	0	m/s
Inlet rel. velocity	wS	5.1	m/s
Inlet pressure	pS	0.976	bar
Inlet total pressure	ptS	1	bar
Outlet			
Outlet mer. velocity	cm2	1.4	m/s
Outlet mer. velocity (net)	cm2*	1.3	m/s
Outlet circ. velocity	cu2	19.8	m/s
Outlet rel. velocity	w2	10.7	m/s
Outlet peripheral speed	u2	30.4	m/s
Outlet pressure	p2	3.541	bar
Outlet total pressure	pt2	5.5	bar
Global values			
Meridional deceleration	cm2/cmS	0.64	
Relative velocity ratio S->2	w2/wS	2.11	
Outlet width ratio	b2/d2	0.03	
Axial force	Fax	1146	N
NPSHR			
NPSHR estimation (Pfleiderer)	NPSHR	0.7...1.7	m
NPSHR estimation (Petermann)	NPSHR	1.1...2	m
NPSHR estimation (Stepanoff)	NPSHR	1.6	m
NPSHR estimation (Gülich)	NPSHR	0.7...1.5	m