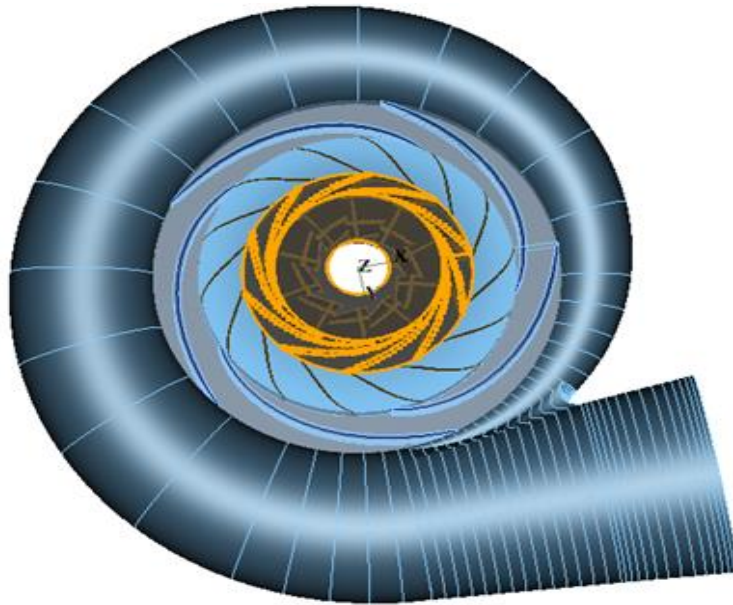




**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Área Departamental de Engenharia Mecânica**



## **Estudo de uma Central hidroeléctrica com base em Turbina hidráulica reversível**

**RODNEY CORREIA FORTES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
Em Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Doutor Jorge Mendonça e Costa

Presidente: Prof. Doutor Rui Chedas de Sampaio

Vogal: Prof. Especialista João Cardoso

Vogal: Prof. Doutor Jorge Mendonça e Costa

**Dezembro de 2014**





**ISEL**

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Área Departamental de Engenharia Mecânica**

## **Estudo de uma Central hidroeléctrica com base em Turbina hidráulica reversível**

**RODNEY CORREIA FORTES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
Em Engenharia Mecânica

Orientador:  
Prof. Doutor Jorge Mendonça e Costa

Presidente: Prof. Doutor Rui Chedas de Sampaio  
Vogal: Prof. Especialista João Cardoso  
Vogal: Prof. Doutor Jorge Mendonça e Costa

**Dezembro de 2014**



## Dedicatória

A todos os que me acompanharam nos bons e maus momentos.



## Agradecimentos

A minha mãe, rainha Africana, Deolinda João Correia pela incansável luta nesta vida, ao meu pai Luís Lima Fortes pelas bases pedagógicas transmitidas, às minhas Avós Miquelina e Teresa pelo amor incondicional aos netos, a toda a minha família Correia e Lima Fortes, a toda a minha outra família que são os meus amigos que me acompanham em momentos difíceis e momentos de alegria, e ao meu orientador Prof. Jorge Mendonça e Costa pelos sábios conselhos e pela paciência durante a elaboração desta tese.



## Resumo

Esta tese tem como objectivo, o dimensionamento de uma Turbina reversível que dê resposta às necessidades energéticas da ilha de Santiago, arquipélago de Cabo Verde, no longo prazo.

Prevê-se que em 2040 a ilha da capital terá uma procura de 546 *GWh* por ano e uma necessidade de 111 *MW* de potência instalada. Por razões de manutenção e de dependência num sistema único de produção, a transformação de energia dar-se-á por meio de duas Turbinas Reversíveis de 55 *MW*.

O reservatório situar-se-á possivelmente na Cidade Velha, com uma altura de queda de 135 *m*, com um volume de água de 2,78 milhões de metros cúbicos. O caudal a atravessar o equipamento será 37,3  $m^3/s$ .

A tecnologia de protecção dos elementos internos e externos da máquina hidráulica fica ao critério do construtor, mas alguns materiais são altamente recomendados com base em estudos conduzidos na área em anos anteriores. Materiais como Aço com baixo teor em carbono, Aço inoxidável endurecido ou Aço laminado revestido com Vinyl Ester, são soluções viáveis para a protecção do equipamento à erosão e à corrosão.

Após realização de cálculos empíricos, define-se que a Turbina Reversível terá a rotação de 400 rpm, um diâmetro de roda de 2,943 metros e um rendimento de aproximadamente 92% em modo de Bomba.

Compara-se os resultados empíricos com a simulação no *Software* de *design* CFTurbo para validar os valores obtidos. É efectuada uma previsão do consumo energético da ilha de Santiago em 2040 através de um diagrama de cargas. Com base na possível integração de várias fontes renováveis no parque electroprodutor da ilha são analisadas algumas das fontes com mais potencial. Prevê-se, para evitar desperdício de energia, que em 2040 apenas funcione uma unidade de 55 *MW*. A bombagem ocorrerá durante a noite e madrugada e turbinar-se-á nas horas de ponta e cheias. A penetração da produção será de 50% só através da turbina reversível.

**Palavras-chave** - Turbina reversível, procura, potência instalada, energia, máquinas hidráulicas, erosão, corrosão, bomba, CFTurbo



## Abstract

The main goal of this thesis is to design a Pump Turbine which can provide in the long term the energy supply requirements of Santiago's Island, in Cape Verde.

It is predicted that in 2040 the island will have a yearly energy demand reaching 546 GWh and will also need 111 MW of installed power. For maintenance and redundancy reasons, there will be two Pump Turbines.

The upper reservoir will possibly be placed at Cidade Velha, with a water fall of 135 meters and a total water volume of 2,78 million cubic meters. The flow rate will be  $37,3 \text{ m}^3/\text{s}$ .

The protection of both internal and external elements of the hydraulic machine it's up to the constructor, however based on several case studies some materials are highly recommended. Materials like low carbon steel, hardened stainless steel or rolled steel coated with Vinyl Ester can be a reliable solution to protect the equipment against erosion and corrosion.

Based on empiric calculations to be performed, the Pump Turbine will have a diameter of 2,943 meters, an efficiency of approximately 92% on Pump mode and it will be rotating at 400 revolutions per minute.

Results from both empiric calculations and the CFTurbo design Software reports are compared in order to achieve a sustainable conclusion. A forecast of the energetic consumption of Santiago's island for 2040 is made through load diagrams. Based on possible integration of renewable energy sources on the island's grid, some sources with good potential are analyzed. To avoid waste of energy, it is predicted that in 2040 only one unit of 55 MW will be working. Pumping will occur during night and energy production will occur on peak and shoulder hours. Penetration through reversible turbine can reach up to 50%.

**Key words:** Pump-Turbine, demand, installed power, energy, hydraulic machines, erosion, corrosion, pump, CFTurbo



## Glossário

$A$  – Área

$b$  – Altura da pá

$c$  – Velocidade absoluta

$C_m$  – Velocidade absoluta meridional

$C_u$  – Velocidade absoluta periférica

$D$  – Diâmetro

$D_s$  – Diâmetro específico

$E$  – Energia

$ERPTC$  – Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics

$g$  – Aceleração gravítica

$H$  – Altura de queda

$h$  - Entalpia

$H_{BEP}$  – Altura de queda para o “*best efficiency point*”

$I$  – Índice de erosão

$km$  – Quilómetro

$kW$  – Quilowatt

$kWh$  – Quilo Watt-hora

$N$  – Rotações

$N_{sp}$  – Rotação específica

$m$  – Massa

$\dot{m}$  – Caudal mássico

$P$  – Potência

$PT$  – Pump-Turbine

$Q$  – Caudal

$S_u$  – Espessura da pá

$U$  – Velocidade periférica

$V$  – Volume

$VA$  – Volt-ampere

$VGTU$  – Vilnius Gediminas Technical University

$W$  – Velocidade relativa

$Z$  – N° de pás

$\$ECV$  – Escudo Caboverdiano

$\alpha$  – Ângulo formado entre a velocidade absoluta e a velocidade periférica

$\beta$  – Ângulo formado entre a velocidade periférica e a velocidade relativa

$\eta$  – Rendimento

$\rho$  – Massa volúmica

$\sigma$  – Coeficiente de escorregamento

$\phi$  – Coeficiente de caudal

$\Psi$  – Coeficiente de altura de queda

$\Omega_s$  – Velocidade específica

# Índice

|   |     |
|---|-----|
| Dedicatória.....  | I   |
| Agradecimentos.....   | III |
| Resumo.....   | V   |
| Abstract.....   | VII |
| Glossário.....  | IX  |
| Índice de Figuras.....  | XV  |
| Índice de Tabelas.....  | XIX |
| Índice de Gráficos.....   | XXI |
| Objectivos.....   | 1   |
| Introdução.....   | 3   |
| Capítulo 1 – Análise e caracterização do sector energético em Cabo Verde e previsão da<br>potência / consumo a médio e longo prazo..... | 5   |
| Ilha de Santiago.....   | 6   |
| Ilha de São Vicente.....  | 11  |
| Cabo Verde – Enquadramento energético global.....   | 15  |
| Potência.....   | 15  |
| Produção.....   | 16  |
| Tarifas actuais.....  | 17  |
| Taxa de crescimento e procura.....  | 19  |
| Projectos em desenvolvimento.....   | 21  |
| Capítulo 2 – Localização e volume do reservatório, e protecção dos materiais.....   | 25  |
| 2.1 Análise geológica (falésias) para possível localização da central hidroeléctrica<br>25  |     |
| 2.2 Gama de queda de água disponível.....   | 26  |
| 2.3 Volume do reservatório de modo a dar resposta a demanda de energia de toda a<br>ilha em 2030/40.....                                | 27  |
| 2.4 Análise da protecção dos elementos da Turbina-Bomba em contacto com a<br>água salinizada.....                                       | 28  |
| Central hidroeléctrica com base em turbina reversível, em Okinawa, Japão.....   | 30  |
| Capítulo 3 – Dimensionamento empírico do rotor, estator, distribuidor e tubo de<br>descarga.....  | 31  |
| 3.1 Eficiências estimadas em modo Bomba e em modo Turbina.....  | 32  |
| 3.2 Caudal teórico.....   | 33  |

|   |  |    |
|---|--|----|
| 3.3   | Velocidade específica .....                                  | 34 |
| 3.4   | Diâmetro interno e externo do rotor.....                     | 36 |
| 3.5   | Altura da pá (à saída do rotor) .....                        | 42 |
| 3.6   | Estator (com distribuidor).....                              | 44 |
| 3.7   | Velocidade específica (adimensional) .....                   | 47 |
| 3.8   | Coeficiente de altura de queda e coeficiente de caudal ..... | 48 |
| 3.9   | Diâmetro específico .....                                    | 49 |
| 3.10  | Velocidade periférica à saída do rotor.....                  | 50 |
| 3.11  | Velocidade periférica à entrada do rotor .....               | 51 |
| 3.12  | Ângulo de saída da velocidade relativa.....                  | 51 |
| 3.13  | Número de pás.....   | 53 |
| 3.14  | Factor de escorregamento.....                                | 53 |
| 3.15  | Velocidade absoluta à saída do rotor (teórica) .....         | 54 |
| 3.16  | Rendimento volumétrico e o caudal real.....                  | 55 |
| 3.17  | Velocidade meridional à saída do rotor.....                  | 55 |
| 3.18  | Espessura das pás .....                                      | 56 |
| 3.19  | Velocidade meridional à entrada do rotor .....               | 57 |
| 3.20  | Ângulo da velocidade relativa à entrada do rotor .....       | 58 |
| 3.21  | Ângulo da velocidade absoluta à saída do rotor.....          | 58 |
| 3.22  | Velocidade relativa à saída do rotor .....                   | 58 |
| 3.23  | Resumo de resultados.....                                    | 59 |
| Capítulo 4 – Simulação da Turbina-Bomba no Software de <i>design</i> (CFTurbo) .....  |  | 61 |
| 4.1   | Parâmetros iniciais .....                                    | 62 |
| 4.2   | Rotor .....  | 63 |
| 4.3   | Estator .....  | 69 |
| 4.4   | Distribuidor.....  | 73 |
| 4.5   | Voluta.....  | 75 |
| Capítulo 5 - Análise da integração de recursos energéticos renováveis e Turbinas Reversíveis na rede eléctrica da ilha de Santiago..... |  | 77 |
| Conclusões.....   |  | 89 |
| Desenvolvimentos Futuros .....  |  | 91 |
| Referências Bibliográficas/Bibliografia .....   |  | 93 |
| Anexo A.1 – Rotor, perfil de pás.....   |  | 95 |
| Anexo A.2 – Rotor, perfil de pás em 2D e 3D .....   |  | 97 |

|   |     |
|---|-----|
| Anexo A.3 – Rotor, extremidade das pás .....                          | 99  |
| Anexo A.4 – Rotor, Solid trimming .....                               | 101 |
| Anexo B.1 – Estator, condições iniciais .....                         | 103 |
| Anexo B.2 – Estator, triângulo de velocidades .....                   | 105 |
| Anexo B.3 – Estator, perfil das pás .....                             | 107 |
| Anexo B.4 – Estator, contorno meridional .....                        | 109 |
| Anexo C.1 – Distribuidor, triângulo de velocidades .....              | 111 |
| Anexo C.2 – Distribuidor, extremidade das pás .....                   | 113 |
| Anexo D.1 – Entrevista com o Director de planeamento da Electra ..... | 115 |



# Índice de Figuras

|  |    |
|--|----|
| FIGURA 1 - MAPA DE CABO VERDE. FONTE: HTTP://WWW.LIB.UTEXAS.EDU .....  | 5  |
| FIGURA 2 - CENTRAL A GASÓLEO EM PALMAREJO (26 MW). FONTE: WWW.RTC.CV .....   | 6  |
| FIGURA 3 - SUBESTAÇÃO NO PALMAREJO DE 50 MVA. FONTE: WWW.GORVERNO.CV .....   | 7  |
| FIGURA 4 - PARQUE SOLAR DE PALMAREJO (5 MW – 13 HECTARES). FONTE: WWW.GOVERNO.CV .....   | 7  |
| FIGURA 5 - REPARTIÇÃO DA PRODUÇÃO DE ENERGIA ENTRE 1999 E 2009. FONTE: PER 2011, GESTO ....  | 19 |
| FIGURA 6 - REPARTIÇÃO DO CONSUMO ENERGÉTICO POR SECTORES (2009). PER 2011, GESTO .....   | 20 |
| FIGURA 7 - PREVISÃO DA PROCURA DE ENERGIA POR SECTORES. FONTE: PER 2011, GESTO .....   | 21 |
| FIGURA 8 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO PROJECTO HIDROELÉCTRICO EM SANTO ANTÃO. FONTE: PER<br>2011, .....   | 23 |
| FIGURA 9 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO PROJECTO SOLAR EM SANTO ANTÃO. FONTE: PER 2011,<br>GESTO .....  | 23 |
| FIGURA 10 - LOCALIZAÇÃO DO RESERVATÓRIO .....  | 25 |
| FIGURA 11 - LOCALIZAÇÃO DO RESERVATÓRIO. CIDADE VELHA.....   | 26 |
| FIGURA 12 - ALTURA DE QUEDA, PRIMEIRA APROXIMAÇÃO.....   | 26 |
| FIGURA 13 - ALTURA DE QUEDA, SEGUNDA APROXIMAÇÃO.....  | 27 |
| FIGURA 14 - TIPOS DE EROSIÃO NA SUPERFÍCIE DA ÁREA DE PASSAGEM DO ESCOAMENTO (VER<br>REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA Nº7) .....   | 28 |
| FIGURA 15 - CENTRAL HIDROELÉCTRICA DE OKINAWA, JAPÃO. (VER REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA Nº 12)<br>.....  | 30 |
| FIGURA 16 - EXEMPLO CARACTERÍSTICO DE UMA BOMBA A OPERAR A 1750 RPM. FONTE:<br>“CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS, THEORY, DESIGN AND APPLICATION”, A. J. STEPANOFF,<br>PHD .....   | 33 |
| FIGURA 17 - VARIAÇÃO DA ALTURA DE QUEDA E CAUDAL, COM A VELOCIDADE ESPECÍFICA. FONTE:<br>“CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS, THEORY, DESIGN AND APPLICATION”, A. J. STEPANOFF,<br>PHD .....   | 35 |
| FIGURA 18 - FLUXO DE FLUIDO INSTÁVEL À ENTRADA DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA. FONTE:<br>“ROTODYNAMIC PUMP DESIGN” R. K. TURTON .....   | 37 |
| FIGURA 19 - ALTERNATIVAS DE METODOLOGIA A USAR À ENTRADA DE BOMBAS PARA EVITAR<br>TURBULÊNCIA. FONTE: “ROTODYNAMIC PUMP DESIGN” R. K. TURTON.....  | 37 |
| FIGURA 20 - RÁCIO DE VELOCIDADE $\Phi_1$ VS. VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA $N_{SP}$ . FONTE:<br>“ESTIMATING REVERSIBLE PUMP-TURBINE CHARACTERISTICS” DA UNITED STATES DEPARTMENT<br>OF THE INTERIOR BUREAU OF RECLAMATION” .....  | 38 |
| FIGURA 21 - ILUSTRAÇÃO DOS DIÂMETROS INTERNO E EXTERNO DO ROTOR DE UMA BOMBA<br>CENTRÍFUGA SEGUNDA A ENUMERAÇÃO DE “ESTIMATING REVERSIBLE PUMP-TURBINE<br>CHARACTERISTICS” DA UNITED STATES DEPARTMENT OF THE INTERIOR BUREAU OF<br>RECLAMATION” .....                       | 39 |
| FIGURA 22 - RÁCIO DE VELOCIDADE $\Phi_1$ VS. VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA $N_{SP}$ . FONTE:<br>“ESTIMATING REVERSIBLE PUMP-TURBINE CHARACTERISTICS” DA UNITED STATES DEPARTMENT<br>OF THE INTERIOR BUREAU OF RECLAMATION” .....  | 40 |
| FIGURA 23 - RAZÃO ENTRE O DIÂMETRO EXTERNO E INTERNO ( $D_1/D_2$ ) EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE<br>DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA $[(N)_{SP}]$ . FONTE “ESTIMATING REVERSIBLE PUMP-TURBINE<br>CHARACTERISTICS” DA UNITED STATES DEPARTMENT OF THE INTERIOR BUREAU OF<br>RECLAMATION” ..... | 41 |
| FIGURA 24 - REPRESENTAÇÃO BIDIMENSIONAL DA VARIAÇÃO DO RAIOS E ALTURA DA PÁ NO ROTOR DE<br>UMA BOMBA. FONTE “ROTODYNAMIC PUMP DESIGN” R. K. TURTON.....  | 42 |
| FIGURA 25 - RAZÃO ENTRE A ALTURA DA PÁ À SAÍDA DO ROTOR E O DIÂMETRO EXTERNO, EM FUNÇÃO<br>DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA. FONTE: “ESTIMATING REVERSIBLE PUMP-TURBINE   |    |

|   |    |
|---|----|
| CHARACTERISTICS" DA UNITED STATES DEPARTMENT OF THE INTERIOR BUREAU OF RECLAMATION" .....   | 43 |
| FIGURA 26 - MODELO DE VOLUTA DE UMA TURBINA REVERSÍVEL. FONTE: "ESTIMATING REVERSIBLE PUMP-TURBINE CHARACTERISTICS" DA UNITED STATES DEPARTMENT OF THE INTERIOR BUREAU OF RECLAMATION" .....                  | 45 |
| FIGURA 27 - MULTIPLICADORES DAS DIMENSÕES DE SECÇÕES INTERNAS DA VOLUTA. FONTE: "ESTIMATING REVERSIBLE PUMP-TURBINE CHARACTERISTICS" DA UNITED STATES DEPARTMENT OF THE INTERIOR BUREAU OF RECLAMATION" ..... | 46 |
| FIGURA 28 - VELOCIDADE ESPECÍFICA. FONTE: "FLUID MECHANICS AMD THERMODYNAMICS OF TURBOMACHINARY" S. L. DIXON, AND C. A. HALL, 2010.....   | 47 |
| FIGURA 29 - CARACTERIZAÇÃO DE BOMBAS ATRAVÉS DA VELOCIDADE ESPECÍFICA. FONTE: "FLUID MECHANICS AMD THERMODYNAMICS OF TURBOMACHINARY" S. L. DIXON, AND C. A. HALL, 2010 .....                                  | 48 |
| FIGURA 30 - DIÂMETRO ESPECÍFICO. FONTE: "FLUID MECHANICS AMD THERMODYNAMICS OF TURBOMACHINARY" S. L. DIXON, AND C. A. HALL, 2010.....   | 50 |
| FIGURA 31 - DIFERENTES INCLINAÇÕES DA PÁ DO ROTOR. FONTE "ROTODYNAMIC PUMP DESIGN" R. K. TURTON .....   | 51 |
| FIGURA 32 – ÂNGULO $\beta_2'$ E AS PERDAS, EM FUNÇÃO DO CAUDAL. FONTE "ROTODYNAMIC PUMP DESIGN" R. K. TURTON" .....   | 52 |
| FIGURA 33 - CAPACIDADE VS. POTÊNCIA PARA DIFERENTES VALORES DE $\beta_2'$ . FONTE: "CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS, THEORY, DESIGN AND APPLICATION", A. J. STEPANOFF, PHD .....                             | 52 |
| FIGURA 34 - FACTOR DE ESCORREGAMENTO DEMONSTRADO NO TRIÂNGULO DE VELOCIDADES . FONTE "ROTODYNAMIC PUMP DESIGN" R. K. TURTON .....   | 54 |
| FIGURA 35 - ESPESSURA DA PÁ. FONTE: "CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS, THEORY, DESIGN AND APPLICATION", A. J. STEPANOFF, PHD .....  | 56 |
| FIGURA 36 - CONSTANTES NO DIMENSIONAMENTO DO ROTOR. FONTE: "CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS, THEORY, DESIGN AND APPLICATION", A. J. STEPANOFF, PHD.....  | 57 |
| FIGURA 37 - CFTURBO, ESCOLHA DO EQUIPAMENTO HIDRÁULICO .....  | 61 |
| FIGURA 38 - CONDIÇÕES DE PROJECTO .....   | 62 |
| FIGURA 39 - ROTOR: PARÂMETROS INICIAIS.....   | 63 |
| FIGURA 40 - ROTOR, DIMENSÕES.....   | 64 |
| FIGURA 41 - ROTOR, CONTORNO MERIDIONAL.....   | 65 |
| FIGURA 42 - ROTOR, TRIÂNGULO DE VELOCIDADES .....   | 66 |
| FIGURA 43 - ROTOR, PROPRIEDADES DAS PÁS.....  | 67 |
| FIGURA 44 - ROTOR, PROPRIEDADES DAS PÁS. VISTA EM 2D E 3D.....  | 67 |
| FIGURA 45 – ESTATOR, DIMENSÕES INICIAIS .....   | 69 |
| FIGURA 46 – ESTATOR, CONDIÇÕES DE SAÍDA .....   | 70 |
| FIGURA 47 - ESTATOR, VALORES REAIS DE SAÍDA .....   | 71 |
| FIGURA 48 - ESTATOR, PERFIL DAS PÁS.....  | 71 |
| FIGURA 49 - ESTATOR, DIMENSÕES INICIAIS.....  | 72 |
| FIGURA 50 - DISTRIBUIDOR, CONDIÇÕES DE ENTRADA .....  | 73 |
| FIGURA 51 - DISTRIBUIDOR, CONDIÇÕES DE SAÍDA .....  | 74 |
| FIGURA 52 - DISTRIBUIDOR, VALORES REAIS DE SAÍDA .....  | 74 |
| FIGURA 53 - VOLUTA, CONDIÇÕES INICIAIS .....  | 75 |
| FIGURA 54 - VOLUTA, DIMENSÕES EXTERNAS .....  | 75 |
| FIGURA 55 - VOLUTA, ASPECTO EXTERIOR FINAL.....   | 76 |
| FIGURA 56 - DIAGRAMA DE SANKEY, GIESECKE, J., MOSONYI, E. WASSERKRAFTANLAGEN, AUFLAGE, BERLIN: SPRINGER-VERLA, .....  | 77 |

|   |    |
|---|----|
| FIGURA 57 - PARQUE ELECTRICO - FERRER-MARTÍ , DOMENECH B, GARCÍA-VILLORIA A, PASTOR R. A<br>MILP MODEL TO DESIGN HYBRID WIND-PHOTOVOLTAIC ISOLATED RURAL ELECTRIFICATION<br>PROJECTS IN DEVELOPING COUNTRIES, EUROPEAN JOURNAL OF OPERATIONAL RESEARCH..... | 78 |
| FIGURA 58 - VELOCIDADE MÉDIA DO VENTO EM S.A E SANTIAGO. NUMERICAL WIND ATLAS STUDY FOR<br>CAPE VERDE, RISØ NATIONAL LABORATORY, 16TH MARCH 2007.....   | 78 |
| FIGURA 59 - VELOCIDADE MÉDIA DO VENTO EM CABO .....   | 79 |
| FIGURA 602 - RADIAÇÃO GLOBAL DO ARQUIPÉLAGO .....   | 81 |



## Índice de Tabelas

|  |    |
|--|----|
| TABELA 1 - REPARTIÇÃO DE PRODUÇÃO DE ENERGIA (GWH) EM SANTIAGO. FONTE: ELECTRA - RELATÓRIO E CONTAS 2012 .....   | 8  |
| TABELA 2 - PRODUÇÃO DE ENERGIA NA ILHA DE SANTIAGO (GWH). FONTE: ELECTRA - RELATÓRIO E CONTAS 2005 A 2012 .....  | 8  |
| TABELA 3 - REGISTO DAS PONTAS MÁXIMAS (KW) EM SANTIAGO. FONTE: ELECTRA - RELATÓRIO E CONTAS 2007 A 2012 .....  | 10 |
| TABELA 4 - REPARTIÇÃO DE POTÊNCIA (MW) EM SÃO VICENTE. FONTE: ELECTRA - RELATÓRIO E CONTAS 2012 .....  | 11 |
| TABELA 5 - REPARTIÇÃO DE PRODUÇÃO DE ENERGIA (MWH) EM SÃO VICENTE. FONTE: ELECTRA - RELATÓRIO E CONTAS 2012 .....  | 12 |
| TABELA 6 - PRODUÇÃO DE ENERGIA NA ILHA DE SÃO VICENTE (GWH). FONTE: ELECTRA - RELATÓRIO E CONTAS 2005 A 2012 .....   | 12 |
| TABELA 7 - REGISTO DAS PONTAS MÁXIMAS (KW) EM SÃO VICENTE. FONTE: ELECTRA - RELATÓRIO E CONTAS 2007 A 2012 .....   | 13 |
| TABELA 8 - POTÊNCIA INSTALADA E A SUA VARIAÇÃO EM CABO VERDE (2005-2012).....  | 15 |
| TABELA 9 - POTÊNCIA DISTRIBUÍDA EM CABO VERDE NO ANO DE 2012.....  | 15 |
| TABELA 10 - ENERGIA PRODUZIDA E A SUA VARIAÇÃO EM CABO VERDE (2004-2012).....  | 16 |
| TABELA 11 - VENDA DE ENERGIA EM 2011 E 2012. FONTE: WWW.ELECTA.CV .....  | 17 |
| TABELA 12 - EVOLUÇÃO DO PREÇO DA ELECTRICIDADE (2006-13). FONTE: WWW.ARE.CV.....   | 18 |
| TABELA 13 - PARQUES EÓLICOS EM CONSTRUÇÃO (CABEÓLICA). FONTE: PER 2011, GESTO .....  | 22 |
| TABELA 14 - GRAU DE PROTECÇÃO CONTRA A EROÇÃO (VER REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA Nº 7).....   | 29 |
| TABELA 15 - CENTRAIS HIDROELÉTRICAS DE TURBINAS REVERSÍVEIS. FONTE: “ESTIMATING REVERSIBLE PUMP-TURBINE CHARACTERISTICS” DA UNITED STATES DEPARTMENT OF THE INTERIOR BUREAU OF RECLAMATION ..... | 32 |
| TABELA 16 - RESUMO DOS VALORES RESULTANTES DE CÁLCULOS EMPÍRICOS .....   | 59 |
| TABELA 17 - TABELA DE COMPARAÇÃO DE VALORES INICIAIS.....  | 62 |
| TABELA 18 - ROTOR: POTÊNCIAS E RENDIMENTOS.....  | 63 |
| TABELA 19 - ROTOR, COEFICIENTE DE CAUDAL E DIÂMETRO ESPECÍFICO .....   | 64 |
| TABELA 20 - ROTOR, COMPARAÇÃO DAS PRINCIPAIS DIMENSÕES .....   | 66 |



## Índice de Gráficos

|   |    |
|---|----|
| GRÁFICO 1 - PRODUÇÃO DE ENERGIA NA ILHA DE SANTIAGO (2005-2012) .....         | 9  |
| GRÁFICO 2 - PICO DE POTÊNCIA NA ILHA DE SANTIAGO (2004-2012) .....            | 10 |
| GRÁFICO 3 - PRODUÇÃO DE ENERGIA NA ILHA DE SÃO VICENTE (2005-2012).....       | 12 |
| GRÁFICO 4 - PICO DE POTÊNCIA NA ILHA DE SÃ VICENTE (2004-2012) .....          | 14 |
| GRÁFICO 5 - HISTÓRICO DE PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉCTRICA EM C.V. (2004-12)..... | 16 |



## Objectivos

O trabalho aqui desenvolvido engloba uma quantidade de objectivos tanto a nível de engenharia, como a nível pessoal, reflectindo o gosto pela área da energia e também as raízes familiares.

Pretende-se analisar profundamente o parque eléctrico do arquipélago e sobretudo das duas ilhas principais, São Vicente e Santiago, com especial enfoque nestas últimas. Para isso é necessário trabalhar o histórico de consumo, da potência instalada, dos picos de potência, das quebras de energia, do tipo de maquinaria utilizada na transformação de energia e também ter uma noção da carga energética (*load*) diária que a ilha possui, e assim projectar uma possível realidade energética a médio e longo prazo. Toda esta análise terá o propósito de reunir as informações necessárias para construir o *upper reservoir* e a Turbina reversível adequados para dar resposta à procura de energia em 2040.

Para a localização e construção do reservatório ter-se-á que levar em conta alguns aspectos ambientais. É objectivo consultar o Professor Doutor Robertas Urbanavicius conselheiro do ministério da energia da Lituânia como especialista na área. Também dentro do âmbito da construção, é objectivo analisar o impacto da erosão e da corrosão nestas máquinas hidráulicas, expostas a um ambiente fortemente corrosivo.

Talvez a parte mais importante do trabalho e um dos objectivos centrais, é encontrar as dimensões mais adequadas, em termos analíticos, de uma Turbina Reversível que cumpra os parâmetros de projecto. Para que tal suceda é necessário recorrer aos ensinamentos educativos e análise cuidada da bibliografia. Um outro objectivo consiste em manter sempre uma posição crítica perante o resultado, principalmente quando a área em estudo, embora com algumas décadas, não é alvo frequente de uma análise profunda.

Por fim, para haver uma base de comparação, e de certa forma validar ou não os resultados previamente obtidos através do método empírico, é objectivo recorrer a um programa de *design* e simulação de máquinas hidráulicas. Pretende-se dominar o programa de Software, explorar as suas potencialidades e então aplicá-lo correctamente ao projecto em causa.



## Introdução

Uma das maiores dificuldades dos arquipélagos a grandes distâncias de qualquer costa continental é a sustentabilidade energética. Nem sempre a procura energética justifica a instalação de centrais de transformação de energia com tecnologia de alto rendimento como é o caso do ciclo combinado. Nestes casos não existem outras alternativas senão a produção de energia por meios menos eficientes, como é o caso da queima de combustíveis pesados como o Gasóleo e Fuel Óleo.

As energias provenientes de fontes renováveis, como por exemplo a hídrica, não necessitam obrigatoriamente de dispor de uma potência mínima. Tudo depende da altura de queda e do caudal de água. Porém em alguns casos o caudal pode ser variável ou mesmo inexistente nalgumas alturas do ano.

A tecnologia de armazenamento de água por bombagem é algo que já existe há várias décadas. Este método pode ser efectuado por uma bomba e uma turbina independentes, ou por uma turbina reversível. Nos primórdios desta tecnologia a Turbina reversível trabalhava sem regulação de carga, como é o caso da subestação de Krounis na Lituânia (referência 14), mas hoje em dia a regulação é feita através do distribuidor localizado a entre a voluta e o estator. A maior vantagem deste equipamento é a rápida resposta aos picos de potência, com uma média de tempo de inversão do sentido do fluido de dez minutos. Por sua vez, a sua maior desvantagem é o facto de, na realidade, se gastar mais energia na bombagem do que realmente se turbinava para produção de electricidade. Algo a ser estudado perante as conclusões deste trabalho será a possibilidade de colmatar este *handicap* alimentando a Turbina reversível em modo de bomba através de um parque electroprodutor com Turbinas eólicas.

Durante a projecção de um equipamento hidráulico recorre-se a *Softwares* informáticos de *design* e cálculo do escoamento, como é o caso do CFturbo. Em primeiro lugar é efectuado um cálculo manual dos principais parâmetros de definição de uma bomba, e de seguida introduzem-se os dados no programa informático a fim de validar os resultados obtidos em ambos.

Um dos maiores desafios na construção de um equipamento hidráulico com água do mar como fluido de trabalho é a corrosão e a erosão causadas pelos sedimentos que

pairam à superfície da água, bem como resultados da acção do sal. Nem todos os elementos que se encontram em contacto com a água salinizada estão sob os mesmos efeitos físicos de velocidade e pressão. É dispendioso construir todos os elementos do equipamento com o material mais resistente à fadiga, à erosão e à corrosão, ou seja, terá que haver um compromisso entre estes três termos.

Para a tecnologia de bombagem pura, tendo um rendimento global de cerca de 77% é necessário a integração da produção de energia no parque electroprodutor através de recursos renováveis em modo de bombagem para assim reduzir a dependência nos recursos fósseis.

A integração de energia eólica, solar, RSU no parque eléctrico de Santiago é em função do diagrama de cargas da ilha. É preciso definir o período de funcionamento das turbinas hidráulicas, eólicas, painéis fotovoltaicos entre outros. As turbinas hidráulicas poderão funcionar em modo de bomba durante o fim-de-semana, ou apenas durante o período de vazio.

## Capítulo 1 – Análise e caracterização do sector energético em Cabo Verde e previsão da potência / consumo a médio e longo prazo

Cabo Verde é um arquipélago localizado a 570 km da costa oeste Africana com uma população de meio milhão de habitantes, uma área total de 4.033km<sup>2</sup> e constituído por 10 ilhas, sendo 9 delas habitadas. A ilha de Santiago com 991km<sup>2</sup> é a maior e onde se situa a capital, a cidade da Praia, onde vive cerca de 50% da população.

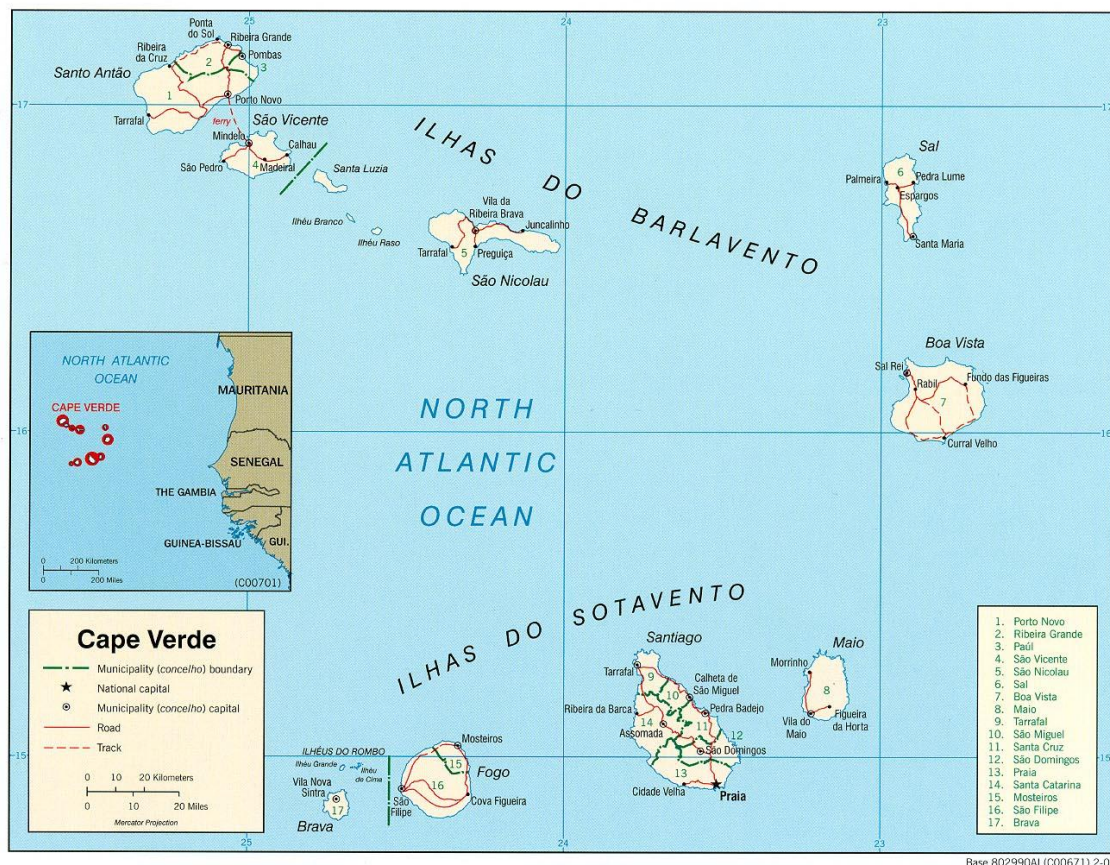


Figura 1 - Mapa de Cabo Verde. Fonte: <http://www.lib.utexas.edu>

São Vicente é a segunda ilha mais populosa com 76 mil pessoas, embora seja apenas a sétima maior em área com 227 km<sup>2</sup>. Conjuntamente, estas duas ilhas consomem cerca de 77% da energia total consumida no arquipélago (Santiago – 57%, São Vicente – 20%), sendo 92% dessa parcela produzida por combustível fóssil.

Em 2012 haviam 15 centrais a Gasóleo, 1 parque Eólico e 2 centrais solares fotovoltaicas, localizados nas diferentes ilhas. As centrais Termoeléctricas a Gasóleo totalizam uma potência instalada de 106,6 MW (92,7%) nas 8 ilhas onde a Electra (Empresa de transformação e distribuição de energia e água) opera, enquanto as Eólicas representam 0,9 MW (0,8%) e as centrais fotovoltaicas 6,5 MW (8%), totalizando assim uma potência instalada pela Electra de 115 MW.

No total foram produzidas 330 GWh de energia no ano de 2012, em todo o arquipélago, sendo 79,1% de origem térmica, 18,6% através do vento e 2,3% pela produção solar.

Na ilha da Boavista, com a produção e transporte de energia gerida pela Caboeólica (Empresa transformadora e distribuidora de energia), a potência total instalada é de 5 MW, dividida em gasóleo e eólica. Sendo assim, Cabo Verde tinha em 2012 uma potência total instalada de 120 MW.

### **Ilha de Santiago**

Até ao dia 31.12.2012, Santiago tinha uma potência eléctrica instalada de 67,85 MW dividida em 5 regiões segundo dois tipos de produção. Gasóleo – 62,85 MW (93%), e Solar – 5 MW (7%).

**Tabela 1.1 – Repartição de potência (kW) em Santiago. Fonte: *Electra - Relatório e Contas 2012***

| Tipo de Produção | Praia | Palmarejo | Assomada | Tarrafal ST | S. Cruz |
|------------------|-------|-----------|----------|-------------|---------|
| Gasóleo          | 7426  | 48043     | 3850     | 1360        | 2176    |
| Solar            |       | 5000      |          |             |         |

Na região de Palmarejo encontra-se a maior unidade de produção de energia a Gasóleo da ilha, representando cerca de 71% do total e 76% do tipo Gasóleo. Esta produziu em 2012 cerca de 141 GWh de energia eléctrica.



**Figura 2 - Central a Gasóleo em Palmarejo (26 MW). Fonte: [www.rtc.cv](http://www.rtc.cv)**

No dia 4 de Março de 2013 foram inauguradas pelo Primeiro-ministro de Cabo Verde 2 grupos de produção de energia a Gasóleo com uma capacidade total de 22 MW. Após este reforço, Palmarejo passa a contar com uma capacidade instalada de 48 MW a Gasóleo, representando assim um aumento de 47% da potência instalada na ilha, de 46,8 MW para 69 MW. Com este projecto também foi construída uma nova subestação e a primeira rede de alta tensão no país.



**Figura 3 - Subestação no Palmarejo de 50 MVA. Fonte: [www.governo.cv](http://www.governo.cv)**

O parque solar em Palmarejo, inaugurado em 2010, com 13 hectares de área, possui uma capacidade instalada de 5 MW e é o maior do país. Produziu no ano de 2012 cerca de 5,8 GWh de energia, um valor superior a algumas centrais a gásóleo da ilha.



**Figura 4 - Parque solar de Palmarejo (5 MW – 13 hectares). Fonte: [www.governo.cv](http://www.governo.cv)**

A central térmica de Palmarejo é o grande motor da ilha, ao produzir 141 GWh no ano de 2012, o que significa cerca de 77% da energia total produzida nesse ano em Santiago - 187 GWh, representado o total produzido em Santiago, 42,8% do total produzido em todo o arquipélago.

**Tabela 1 - Repartição de produção de energia (GWh) em Santiago. Fonte: Electra - Relatório e Contas 2012**

| Tipo de Produção | Praia | Palmarejo | Assomada | Tarrafal ST | S. Cruz | Total |
|------------------|-------|-----------|----------|-------------|---------|-------|
| Gasóleo          | 3,4   | 141       | 6,5      | 0,8         | 1,3     | 187,2 |
| Eólica           | 28,4  | -         | -        | -           | -       |       |
| Solar            | -     | 5,8       |          |             |         |       |
| Total            | 31,8  | 146,8     | 6,5      | 0,8         | 1,3     |       |

Embora a potência eólica instalada seja menor do que a referente às térmicas a gasóleo na Praia e Tarrafal ST, a produção de energia eólica foi superior à das centrais a gasóleo referidas. Também a produção de energia com origem solar na capital superou alguns tipos de produção por via de combustíveis fósseis. Em 2012 a penetração de energias renováveis na maior ilha de Cabo Verde foi de 15,2%. No entanto a central eólica na Ilha de Santiago é omissa da tabela de potências do relatório e contas de 2012 da Electra.

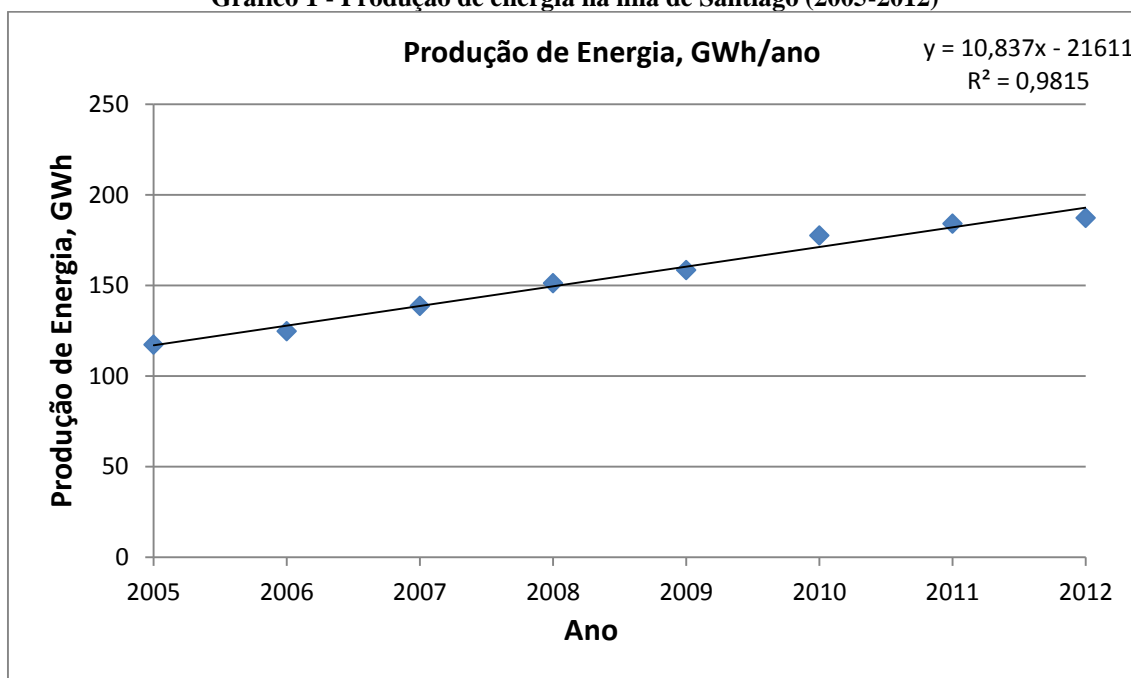
Com base no histórico de consumo desde 2005 até ano de 2012, é possível traçar uma linha de tendência de modo a estimar a necessidade de produção para a década de 2030/40.

**Tabela 2 - Produção de energia na ilha de Santiago (GWh). Fonte: Electra - Relatório e Contas 2005 a 2012**

| Ano           | 2005  | 2006  | 2007  | 2008  | 2009  | 2010  | 2011  | 2012  |
|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Produção, GWh | 117,4 | 124,8 | 138,8 | 151,3 | 158,5 | 177,6 | 184,3 | 187,3 |
| Variação, %   | -     | 6,4   | 11,2  | 9     | 4,8   | 12,1  | 3,7   | 1,7   |

No gráfico 1.1 é possível observar a evolução da produção de energia ao longo dos últimos anos, e também estimar a produção para qualquer ano, com base numa aproximação linear que tem seguido desde 2005 até 2012.

Gráfico 1 - Produção de energia na ilha de Santiago (2005-2012)



Com  $R^2 = 0,9815$  temos uma relação forte entre todos os anos de produção. Ou seja, segue uma tendência quase homogênea. A equação  $y = 10,837x - 21611$  dá-nos a característica da evolução e permite prever a necessidade de produção se substituirmos a variável  $x$  pelo ano que se pretende analisar. Mas devido ao erro inerente às previsões e aos longos *black-outs* no Arquipélago, é aconselhável multiplicar o valor calculado por um factor de segurança de 10%.

$$y_{2030} = (10,837 \times 2030 - 21611) \times 1,1 = 427 \text{ GWh}$$

$$y_{2040} = (10,837 \times 2040 - 21611) \times 1,1 = 546 \text{ GWh}$$

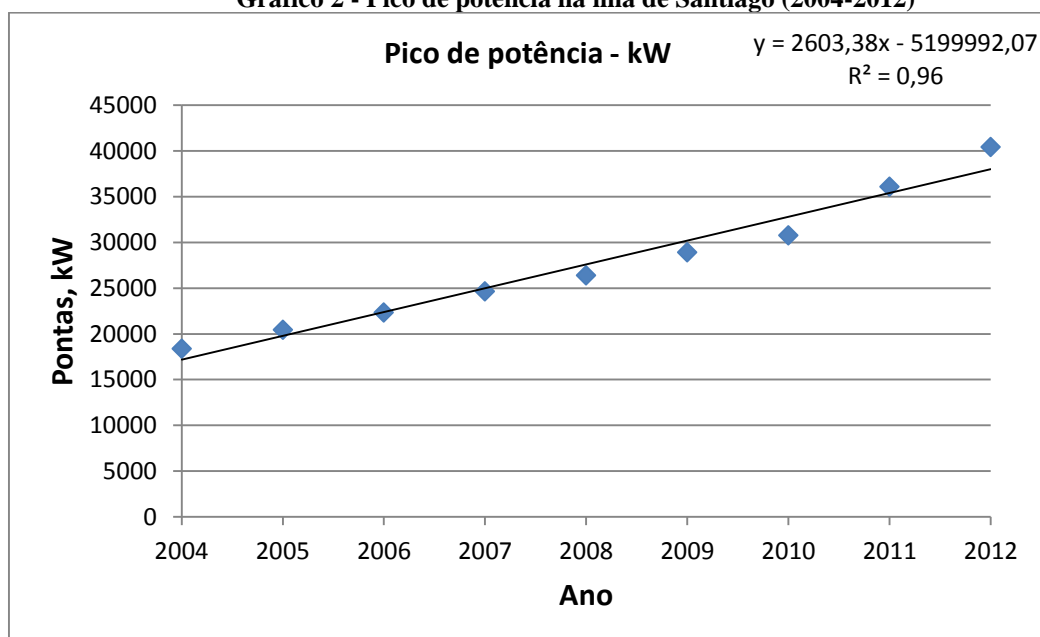
O registo das pontas máximas no Relatório e Contas da Electra mostra que há um aumento médio de 10,4% do pico de potência requerida à rede desde 2004 a 2012, mas com especial destaque ao ano de 2011, em que o aumento foi de 17%, de 30,76 MW para 36,1 MW. As pontas máximas dão-se em datas diferentes, mas para efeitos de cálculo da potência máxima é preciso ter em conta o pior cenário.

**Tabela 3 - Registo das pontas máximas (kW) em Santiago. Fonte: Electra - Relatório e Contas 2007 a 2012**

| Pontas - kW |       |          |          |         |       |           |
|-------------|-------|----------|----------|---------|-------|-----------|
| Ano         | Praia | Assomada | Tarrafal | S. Cruz | Total | Variação% |
| 2004        | 15480 | 1380     | 830      | 700     | 18390 |           |
| 2005        | 17267 | 1450     | 910      | 825     | 20452 | 11,2      |
| 2006        | 18700 | 1712     | 1015     | 919     | 22346 | 9,3       |
| 2007        | 20550 | 1830     | 995      | 1250    | 24625 | 10,2      |
| 2008        | 21700 | 1972     | 1243     | 1492    | 26407 | 7,2       |
| 2009        | 24000 | 2246     | 1092     | 1575    | 28913 | 9,5       |
| 2010        | 25100 | 2700     | 1141     | 1815    | 30756 | 6,4       |
| 2011        | 27935 | 3700     | 2000     | 2458    | 36093 | 17,4      |
| 2012        | 33410 | 3650     | 1092     | 2281    | 40433 | 12,0      |

Através dos dados acima ilustrados, consegue-se prever com uma margem de erro aceitável, qual será a potência máxima necessária para dar resposta ao consumo nas próximas décadas, traçando uma *trendline* (aproximação linear).

**Gráfico 2 - Pico de potência na ilha de Santiago (2004-2012)**



Com uma correlação forte de  $R^2 = 0,96$  é correcto dizer que esta linha de tendência caracteriza bem a evolução de potência requerida à rede, e que também se pode prever a médio prazo qual a potência que a ilha de Santiago necessitará de modo a cobrir a procura.

Na equação  $y = 2603,38x - 5199992,07$  a variável dependente  $y$  representa a potência em função do ano  $x$ . ou seja, em 2030 e em 2040, as pontas máximas serão cerca de:

$$y_{2030} = 2603,38 \times 2030 - 5199992,07 = 84869 \text{ kW}$$

$$y_{2040} = 2603,38 \times 2040 - 5199992,07 = 110903 \text{ kW}$$

Prevendo que Santiago precisará de uma potência instalada de 84,5MW em 2030 e de 111MW em 2040, é possível ter uma ideia dos parâmetros a ter em conta para a construção de uma estação de armazenamento por bombagem. Embora esta não seja uma previsão exacta, os valores obtidos permitem realçar dois aspectos, um a favor e outro contra. Por um lado o valor é majorado por ter tido em conta as pontas de todas as centrais, o que claramente nunca acontece ao mesmo tempo, e por outro lado o valor é minorado porque no ano de 2011 o aumento da ponta máxima foi de 17% em relação ao ano de 2010, um valor muito superior à média de 10,4%.

### Ilha de São Vicente

No fim do ano de 2012 a ilha de São Vicente tinha 3 centrais para produção de energia eléctrica. Sendo a segunda ilha com o maior consumo do arquipélago, a seguir a Santiago, a ilha de São Vicente tem 2 centrais térmicas na Matiota e no Lazareto, com 10,9 MW e 7,44 MW de potência instalada respectivamente. Juntamente com o parque eólico de 900 kW de potência, São Vicente tem no final de 2012 um total de 19,2 MW de potência instalada.

**Tabela 4 - Repartição de potência (MW) em São Vicente. Fonte: Electra - Relatório e Contas 2012**

| Tipo de Produção | Matiota, MW | Lazareto, MW | Total, MW |
|------------------|-------------|--------------|-----------|
| Gasóleo          | 10,9        | 7,44         | 19,2      |
| Eólica           | -           | 0,9          |           |

95% da capacidade de produção de energia eléctrica na ilha é representado por geradores a gasóleo. Os restantes 5% da capacidade provêm de energias renováveis. Em termos nacionais, São Vicente tinha uma capacidade instalada que representa 19% da potência total do arquipélago.

**Tabela 5 - Repartição de produção de energia (MWh) em São Vicente. Fonte: Electra - Relatório e Contas 2012**

| Tipo de Produção | Matiota, MWh | Lazareto, MWh | Total, MWh |
|------------------|--------------|---------------|------------|
| Gasóleo          | 11502        | 33906         | 66090      |
| Eólica           | -            | 20682         |            |

No ano de 2012 produziram-se na ilha de São Vicente 66090 MWh de energia, do qual 45408 MWh (69%) foi resultado da queima de combustível fóssil, e 20682 MWh (31%) foi resultado da energia do vento.

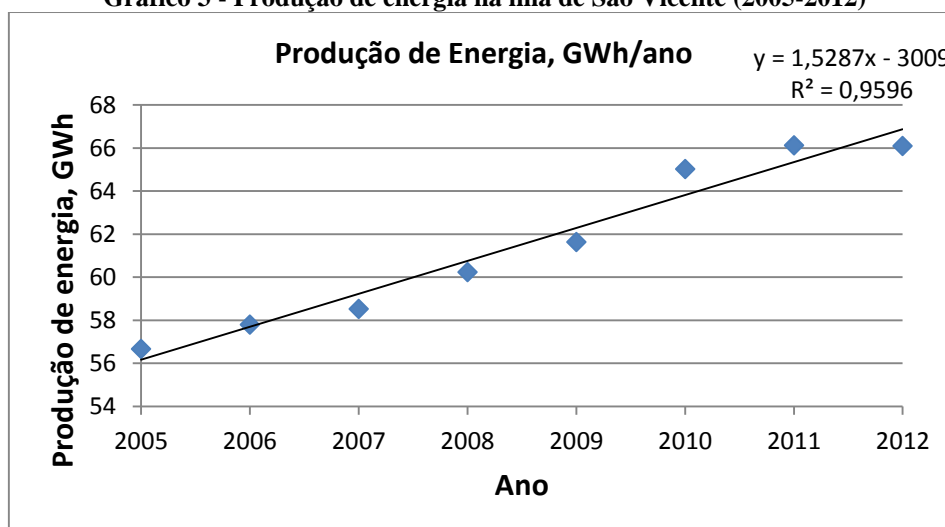
**Tabela 6 - Produção de energia na ilha de São Vicente (GWh). Fonte: Electra - Relatório e Contas 2005 a 2012**

| 2005        | 2006 | 2007 | 2008 | 2009 | 2010 | 2011 | 2012 |
|-------------|------|------|------|------|------|------|------|
| 56,674      | 57,8 | 58,5 | 60,2 | 61,6 | 65   | 66,1 | 66,1 |
| Variação, % | 2,0  | 1,3  | 2,9  | 2,3  | 5,5  | 1,7  | 0,0  |

Na tabela 1.7 observa-se a evolução da produção de energia eléctrica desde 2005 a 2012. Destaca-se o aumento na ordem dos 5,5% no ano 2010 em relação ao ano anterior. Um factor que pode explicar este aumento é o grande número de emigrantes a visitar os familiares em Cabo Verde no fechar de uma década. Também é de realçar a evolução nula no ano de 2012 em que os geradores na central da Matiota se avariaram, mas a produção foi compensada pela central do Lazareto e pela energia do vento no parque produtor

Traçando uma linha de tendência, pode-se estimar o consumo de energia nas próximas décadas na ilha de São Vicente.

**Gráfico 3 - Produção de energia na ilha de São Vicente (2005-2012)**



Ao analisar o gráfico 1.3, retira-se que a correlação  $R^2 = 0,9596$  é bastante forte, o que dá uma grande confiança numa eventual previsão. Sendo  $x$  o ano e  $y$  o consumo em MWh referente ao ano definido, temos para 2030 e 2040 as seguintes previsões de consumo:

$$y = 1,5287x - 3009$$

$$y_{2030} = 1,5287 \times 2030 - 3009 = 94 \text{ MWh}$$

$$y_{2040} = 1,5287 \times 2040 - 3009 = 110 \text{ MWh}$$

No ano de 2040 a energia total consumida na ilha de São Vicente será sensivelmente 110 MWh. Nela está incluída a energia consumida pelo sector do turismo, casas residenciais, iluminação pública, indústria, dessalinização, sector público entre outros.

De modo a prever com alguma segurança a potência instalada que São Vicente deverá ter em 2040 para dar resposta aos picos de consumo, é necessário, como foi efectuado para a ilha de Santiago, analisar as pontas dos últimos anos e traçar uma linha de tendência.

**Tabela 7 - Registo das pontas máximas (kW) em São Vicente. Fonte: Electra - Relatório e Contas 2007 a 2012**

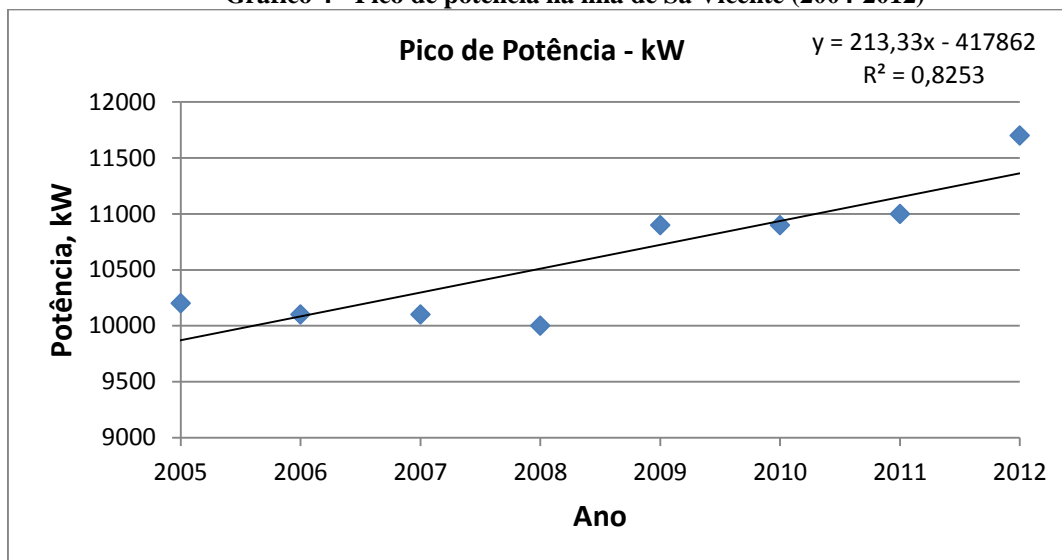
| Pontas - kW |             |           |
|-------------|-------------|-----------|
| Ano         | São Vicente | Variação% |
| 2004        | 9700        |           |
| 2005        | 10200       | 5,2       |
| 2006        | 10100       | -1,0      |
| 2007        | 10100       | 0,0       |
| 2008        | 10000       | -1,0      |
| 2009        | 10900       | 9,0       |
| 2010        | 10900       | 0,0       |
| 2011        | 11000       | 0,9       |
| 2012        | 11700       | 6,4       |

A evolução das pontas máximas em São Vicente não tem um carácter muito constante. Embora em apenas dois anos o valor do pico de potência registou um aumento negativo, e em outros dois anos o aumento foi nulo, em 2004 a ponta foi de 9700 kW e em 2012

este valor situou-se nos 11700 kW. Há que destacar também o aumento abrupto de 9% do ano 2009 em relação ao ano de 2008.

Assim com estes valores é possível observar a evolução da necessidade de potência em 2040 e traçar a *trendline*.

Gráfico 4 - Pico de potência na ilha de São Vicente (2004-2012)



A linha de tendência para São Vicente não é linear como a *trendline* para a ilha de Santiago devido a sua correlação  $R^2$  é igual a 0,8253.

Embora não seja tão essencial neste caso, pode-se ter uma percepção da potência instalada em São Vicente nos anos de 2030 e 2040, utilizando a equação:

$$y = 213,33x - 417862$$

$$y_{2030} = 213,33 \times 2030 - 417862 = 15198 \text{ kW}$$

$$y_{2040} = 213,33 \times 2040 - 417862 = 17331 \text{ kW}$$

Com este tipo de crescimento, prevê-se que a segunda ilha mais populosa do Arquipélago terá necessidade de uma potência instalada de 17,3 MW em 2040.

## Cabo Verde – Enquadramento energético global

### Potência

No dia 31.12.2012 Cabo Verde dispunha de uma potência instalada em todo o arquipélago de 120 MW. Este é o valor mais alto na história de Cabo Verde, e o mesmo tende a aumentar todos os anos. Embora no passado já tenha ocorrido um decréscimo de potência instalada, a tendência natural é o aumento deste valor. O aumento não é feito de uma forma homogénea, pelo que se pode ver na tabela abaixo:

**Tabela 8 - Potência instalada e a sua variação em Cabo Verde (2005-2012)**

| Ano          | 2005 | 2006  | 2007  | 2008 | 2009 | 2010 | 2011 | 2012 |
|--------------|------|-------|-------|------|------|------|------|------|
| Potência. MW | 79,2 | 68,5  | 71,54 | 91   | 88   | 97   | 99,3 | 120  |
| Variação, %  | -    | -11,3 | 4,4   | 27,2 | -3,3 | 10,2 | 2,4  | 20,8 |

A razão para o decréscimo da potência em 2006 e 2009 foi a desactivação de algumas centrais por razões de avarias ou de descontinuidade, como a central térmica na Matiota em São Vicente e alguns geradores no Sal, Maio, Santiago, Fogo e Brava. Com este tipo de variação não homogénea, a previsão da potência necessária através da média do aumento fica mais dificultada, pelo que é preciso recorrer a uma linha de tendência.

**Tabela 9 - Potência distribuída em Cabo Verde no ano de 2012**

| Ilha                 | Santo Antão | São Vicente | São Nicolau | Sal  | Boavista | Maio | Santiago | Fogo | Brava |
|----------------------|-------------|-------------|-------------|------|----------|------|----------|------|-------|
| Potência Gasóleo, MW | 5,6         | 18,3        | 2,22        | 11,4 | 2,5      | 1,38 | 62,9     | 3,8  | 1,1   |
| Potência Solar, MW   | -           | -           | -           | 2,5  | -        | -    | 5        | -    | -     |
| Potência Eólica, MW  | -           | 0,9         | -           | -    | 2,5      | -    | -        | -    | -     |

Até ao ano de 2012 as energias renováveis representavam 10% do total de potência instalada, sendo a Solar a mais destacada com 7,5 MW. Na ilha da capital, Santiago, como é natural tem apresentado a maior potência em todo o arquipélago. A potência total instalada em Santiago é igual a 67,9 MW, o que representa 56,6% da potência total instalada em todo o país.

São Vicente como a segunda ilha mais populosa, tem uma potência instalada total de 19,2 MW. Os 900 kW de energia eólica representam apenas 4,7% do global instalado na ilha.

Por ser a ilha turística mais antiga, o Sal regista a terceira maior potência instalada com 13,9 MW, da qual 29%, ou 2,5 MW, consiste em aproveitamento de energia renovável proveniente do Sol.

### **Produção**

Analisando a realidade de Cabo Verde nos últimos 8 anos em termos de produção de energia eléctrica, constata-se um aumento médio anual de 5,31%., com uma ligeira diminuição nos últimos 2 anos.

Em 2012 foram produzidos 330,2 GWh de energia eléctrica da qual cerca de 91% (300 GWh) foi distribuída para a rede pública. 5,7% (18,8 GWh) foi utilizada na dessalinização e bombagem de água, enquanto os restantes 3,4% (11,1 GWh) tiveram como destino a utilização nos consumos internos das centrais.

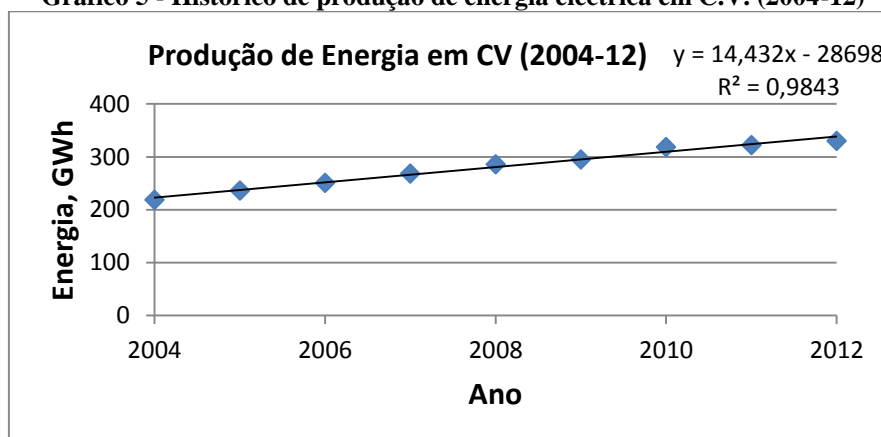
**Tabela 10 - Energia produzida e a sua variação em Cabo Verde (2004-2012)**

| Ano           | 2004  | 2005  | 2006  | 2007  | 2008  | 2009  | 2010  | 2011  | 2012  |
|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Produção, GWh | 218,8 | 236,1 | 250,9 | 268,5 | 285,8 | 294,9 | 318,4 | 322,4 | 330,2 |
| Variação, %   | -     | 7,91  | 6,27  | 7,01  | 6,44  | 3,18  | 7,97  | 1,26  | 2,42  |

A tabela supra indica-nos a evolução da produção de energia eléctrica desde do ano de 2004 até ao ano de 2012, salientando-se a procura crescente. Sendo Cabo Verde um país em vias de desenvolvimento com uma economia em crescimento a par da electrificação do arquipélago e o aumento da urbanização, é com a maior naturalidade que se verifica o aumento do consumo energético ano após ano.

Para uma estimativa da energia eléctrica necessária em 2040, tendo em conta esta taxa de crescimento do Arquipélago, é recorrente a utilização de uma linha de tendência baseado no histórico de produção, como se observa no gráfico abaixo.

**Gráfico 5 - Histórico de produção de energia eléctrica em C.V. (2004-12)**



A relação de  $R^2 = 0,9843$  mostra o quão homogêneo é o aumento da procura de energia em Cabo Verde ao longo dos últimos anos.

Através da linha de tendência traçada é possível calcular a quantidade de energia a ser requisitada no futuro, basta que para isso se substitua na equação o ano em causa. Embora esta previsão possa vir a ser inflacionada ou deflacionada no futuro, por enquanto é legítimo afirmar que em 2040 a energia produzida para dar resposta às necessidades do Arquipélago será de 743 GWh. Este valor é importante pois será tido em conta no momento da projecção do volume do reservatório.

$$y_{ano} = 14,432 \times x - 28698$$

$$y_{2040} = 14,432 \times 2040 - 28698 = 743 \text{ GWh}$$

Como referido anteriormente, foram injectados em 2012 cerca de 300 GWh de energia na rede eléctrica nacional. Desse valor, 205 GWh foram verdadeiramente vendidos, enquanto o restante é considerado como perda, um grande problema existente no arquipélago. O quadro abaixo distingue a venda desta quantidade de energia por sectores e faz a comparação com o ano anterior, de 2011.

**Tabela 11 - Venda de energia em 2011 e 2012. Fonte: www.electa.cv**

| Venda de Energia (GWh) |        |        |              |
|------------------------|--------|--------|--------------|
|                        | 2011   | 2012   | Variação (%) |
| Estado                 | 12,964 | 12,956 | -0,06        |
| Autarquias             | 9,93   | 10,37  | 4,39         |
| Inst/Org. Sociais      | 5,11   | 4,64   | -9,13        |
| Com/Ind/Agri.          | 79,78  | 79,77  | -0,01        |
| Domésticos             | 98,76  | 96,95  | -1,84        |
| C. Próprio             | 0,92   | 0,71   | -22,71       |
| Total Electra          | 207,5  | 205,4  | -1,00        |

A maior fatia continua a pertencer ao sector doméstico, seguido dos consumidores institucionais. Embora se tenha produzido mais energia em 2012 comparativamente a 2011, a venda foi ligeiramente inferior em 1%.

### **Tarifas actuais**

Devido à insularidade do arquipélago, e da pequena potência requerida em algumas ilhas, não existe uma solução economicamente eficiente para dar resposta às pequenas cidades. A procura de potência não justifica a instalação de centrais mais eficientes. Para algumas ilhas isso não é possível se não houver uma centralização de todo o sistema eléctrico do arquipélago, como já existe em Ibiza.

O parque electroprodutor de Cabo Verde assenta essencialmente em centrais a fuelóleo e a gasóleo. Estas duas tecnologias de menor eficiência são um dos principais problemas, senão o grande problema do sistema de produção de energia eléctrica, que por sua vez atrasa o país no seu desenvolvimento económico.

Os custos de produção de energia em centrais a gasóleo são maiores comparativamente às centrais a fuelóleo. Contudo, os tipos de combustíveis são pesados, poluentes, caros e os seus preços são bastante voláteis no mercado internacional. Ou seja, as flutuações do preço dos combustíveis no mercado internacional serão reflectidas na tarifa da electricidade.

As ilhas que possuem um parque electroprodutor com grande percentagem de geradores a fuelóleo, como as ilhas de São Vicente, Sal e Santiago, têm um menor custo de produção e manutenção em comparação com as outras ilhas que têm um parque electroprodutor baseado em geradores a gasóleo. Para que os preços de electricidade sejam homogéneo, as empresas produtoras e distribuidoras fazem repercutir nestes uma média dos custos de produção em todas as ilhas em Cabo Verde.

Segundo o Plano Energético Renovável (PER)<sup>1</sup>, em 2010 o custo de produção de energia eléctrica foi de 240€/MWh, mas teria sido de 194€/MWh se não houvesse perdas na rede. Perdas essas que representam quase 24% a mais na factura do cliente.

**Tabela 12 - Evolução do preço da electricidade (2006-13). Fonte: www.are.cv**

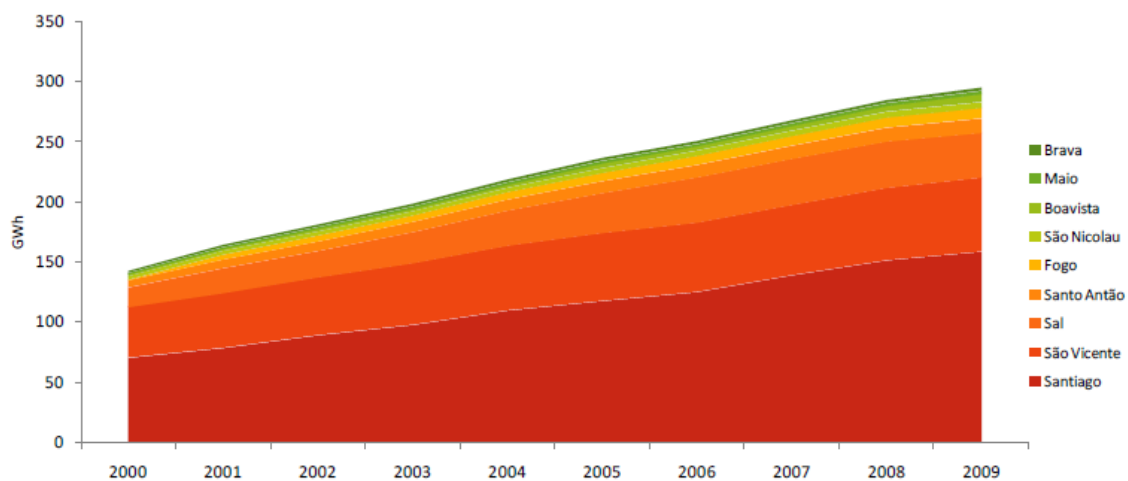
| Tarifas S/ IVA, \$ECV |                    |                     |
|-----------------------|--------------------|---------------------|
| Data                  | BT Doméstico       |                     |
|                       | 1º Escalão, ≤60kWh | 2º Escalão, > 60kWh |
| 2006                  | 19,8               | 24,6                |
| 2007                  | 19,81              | 24,6                |
| 2008                  | 21,79              | 28,65               |
| 2009                  | 21,79              | 28,65               |
| 2010                  | 21,79              | 28,65               |
| 2011                  | 26,52              | 33,38               |
| 2012                  | 28,82              | 36,89               |
| 2013                  | 30,03              | 36,89               |

<sup>1</sup> PER é o Plano Energético Renovável encomendado pelo Governo Cabo-verdiano à empresa Portuguesa GESTO. É uma auditoria ao sistema energético de Cabo Verde e uma análise ao potencial renovável do Arquipélago.

### Taxa de crescimento e procura

O Plano Energético Renovável faz uma análise global (desde 1999 até 2009) do crescimento da procura de energia eléctrica no arquipélago. Dessa análise resulta que a procura em Cabo Verde cresceu, em média, 8% até 2009, no qual foram produzidos 302 GWh de energia (Boa Vista incluído).

É notório observar o peso das ilhas de Santiago, São Vicente e Sal quando se trata da área energética como documentado na figura 5 que apresenta a produção de energia até 2009. Hoje em dia, passados 5 anos, a ilha da Boa Vista deu um salto em termos de desenvolvimento depois da construção do Aeroporto Internacional do Rabil. Esta infraestrutura é a segunda no país que recebe mais voos internacionais, registando 282 mil passageiros em 2011, 357 mil passageiros em 2012 e 359 mil passageiros em 2013.



**Figura 5 - Repartição da produção de energia entre 1999 e 2009. Fonte: PER 2011, GESTO**

Embora a ilha da Boa Vista seja a segunda que anualmente recebe mais turistas, apenas lá habitam 7 mil pessoas, daí a menor necessidade energética. Enquanto a ilha do Sal, que recebe a maior percentagem de turistas anualmente, a sua população atinge os 35 mil habitantes.

Pode-se adivinhar a principal razão para as ilhas de Santiago e São Vicente terem uma procura de energia conjunta de 2/3 (dois terços) do total do bolo energético do arquipélago. Em termos populacionais estas duas ilhas detêm 77% (385 mil habitantes) de todos os habitantes do país, o que implica uma grande necessidade de energia para o uso doméstico.

A figura 6 dá-nos uma percepção da distribuição da energia em cada ilha por sectores. Sectores esses que são: Doméstico, Indústria/Agricultura, Turismo, Instituições, Dessalinização e Consumo interno.

O sector Doméstico representa o consumo nas habitações. Como é óbvio em termos absolutos este valor de consumo de energia é mais alto nas ilhas mais populosas, como

é o caso de Santiago, São Vicente, Sal, Santo Antão e Fogo. Em termos percentuais relativos é superior na maior parte das outras ilhas devido ao pouco turismo e indústria, com a excepção da Boa Vista.

As Perdas não técnicas verificadas são roubos de energia, algo frequente e problemático no arquipélago. A ilha de Santiago tem uma percentagem de roubo de energia de 26% do total produzido. São Vicente também padece do mesmo problema, mas com menos impacto.

O comércio, indústria e a agricultura são os sectores de destaque em São Vicente, com um peso de 23% no consumo total de energia eléctrica. Esta é a segunda ilha mais industrializada, e em 2009 consumiu 20% de toda a energia produzida no arquipélago.

As ilhas que predominam no consumo de energia na área do turismo são o Sal (36%) e a Boavista (46%). Com as suas belas praias e ventos propícios para a prática do Kite-Surf, estas ilhas atraem bastantes turistas. O número elevado de hotéis e *resorts*, comparativamente com as outras ilhas, faz com que o consumo de energia predomine em toda as áreas deste sector.

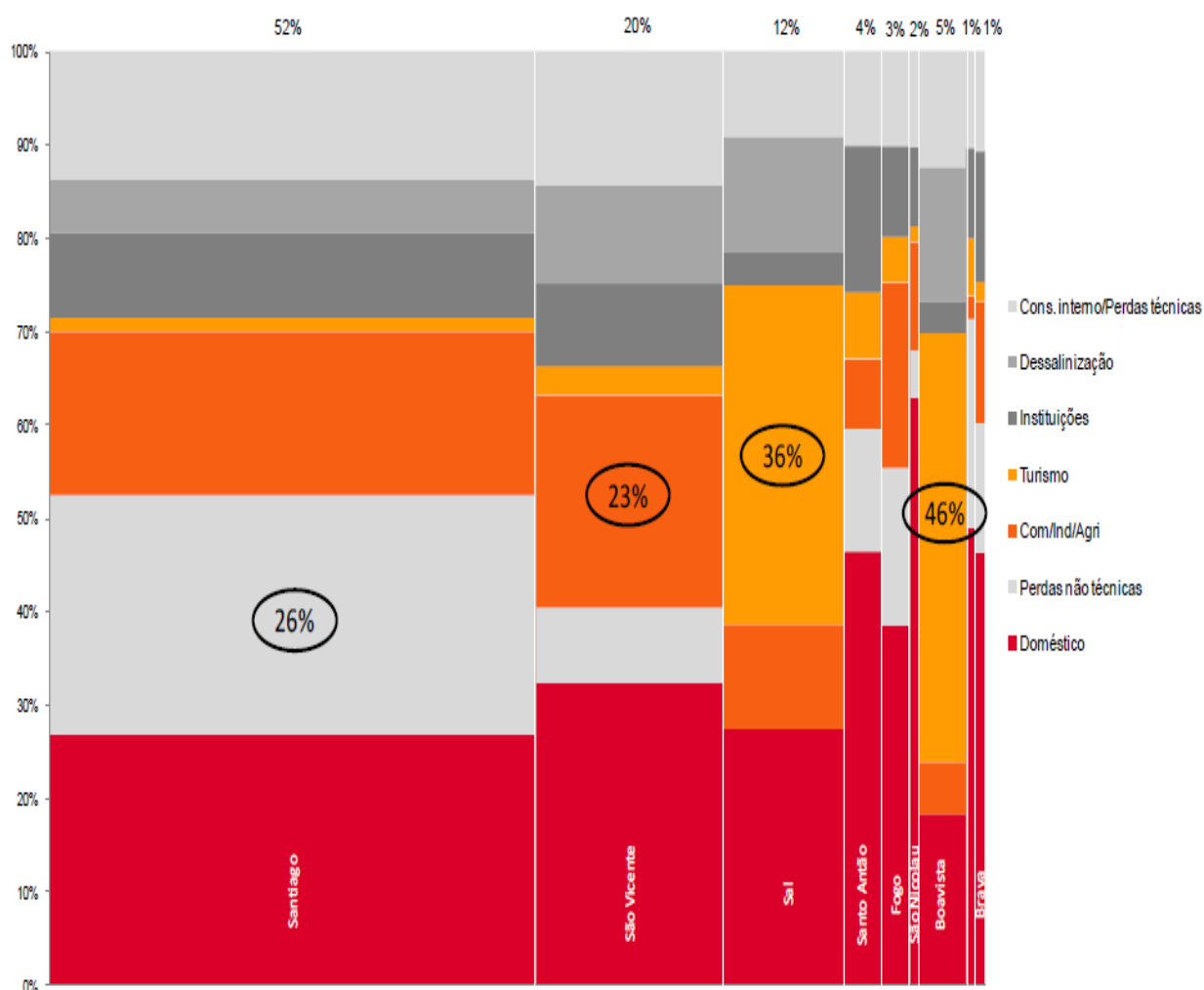
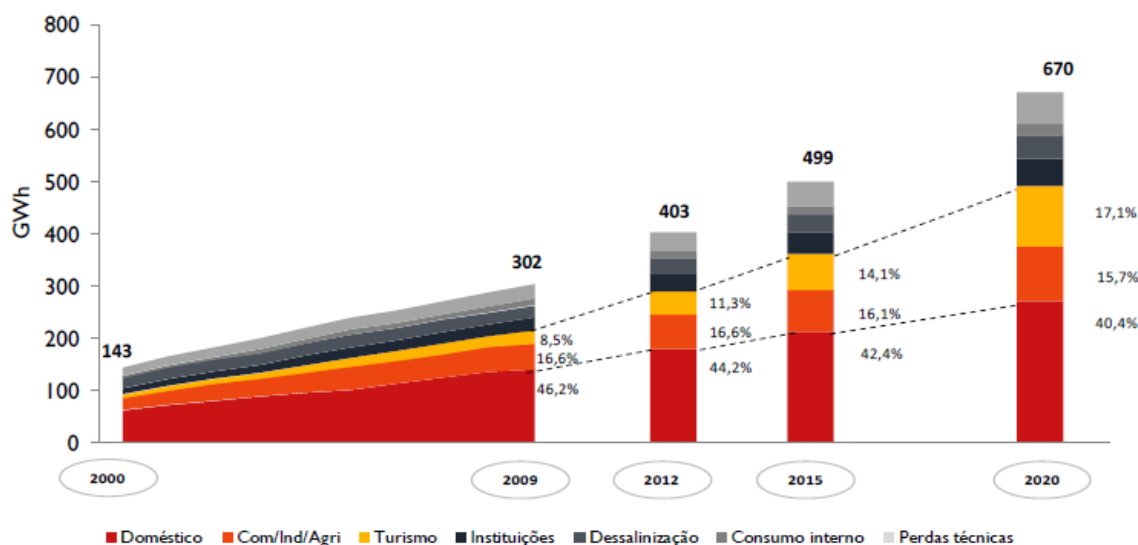


Figura 6 - Repartição do consumo energético por sectores (2009). PER 2011, GESTO

Ainda dentro da análise da procura, o PER de 2011 sugere que em 2020 o arquipélago de Cabo Verde irá ter a seguinte evolução em termos energéticos:



**Figura 7 - Previsão da procura de energia por sectores. Fonte: PER 2011, GESTO**

O Plano Energético Renovável prevê que em 2020 o consumo doméstico irá diminuir para 40,4% do consumo global, a indústria sofrerá também uma queda relativa, e que por sua vez a procura no sector do turismo aumentará para mais de o dobro. A previsão aponta para um consumo no turismo de 17,1% do consumo total de energia do País.

O PER diz-nos que em 2020 Cabo Verde terá uma procura de 670 GWh, o que contrasta com os 455 GWh encontrados através dos cálculos anteriores feitos com base na linha de tendência do histórico de consumo. Esta diferença pode ser explicada através dos pressupostos que a GESTO teve em conta durante a análise energética ao País. Neste documento são utilizados os dados de previsão pois segundo o PER em 2012 o consumo energético em Cabo Verde seria de 403 GWh, e na realidade esse consumo ficou-se pelos 330 GWh, o que demonstra que o estudo apresenta resultados algo exagerados.

## Projectos em desenvolvimento

### Parques Eólicos

Através de parcerias público-privadas (PPP), ocorrem neste momento, construções de parques eólicos em Santiago, São Vicente, Sal e Boavista. Estes projectos são desenvolvidos pela Cabeólica, resultante do investimento da Electra, Governo de Cabo Verde e InfraCo (projecto para desenvolvimento enérgico de países Africanos).

Segundo o PER 2011, com este projecto será possível injectar na rede eléctrica nacional entre 80 a 110 GWh de energia por ano, poupando assim 12 milhões de euros anuais com a compra de 20 mil toneladas de combustível.

**Tabela 13 - Parques eólicos em construção (Cabeólica). Fonte: PER 2011, GESTO**

| Ilha         | Potência (MW) | Tipo de Turbina | Nº de Turbinas | Localização   |
|--------------|---------------|-----------------|----------------|---|
| Santiago     | 9,35          | Vestas - V-52   | 11             | Monte São Filipe<br>(8 km a norte da cidade da Praia) |
| São Vicente  | 5,95          | Vestas - V-52   | 7              | Monte Flamengo<br>(6 km sudoeste de Mindelo)          |
| Sal          | 7,65          | Vestas - V-52   | 9              | Lagedo<br>(6 km de Espargos)                          |
| Boavista     | 2,55          | Vestas - V-52   | 3              | Extremo Nordeste da ilha<br>(5 km da vila Sal-Rei)    |
| <b>Total</b> |               |                 |                | <b>25,5 MW</b>  |

No total serão adicionados 25,5 MW de potência eólica ao parque electroprodutor do País, dos quais 9,35 MW instalados em Santiago, 5,95 MW em São Vicente, 7,65 MW no Sal e 2,55 MW na ilha da Boavista.

Na ilha de Santo Antão, a empresa ELECTRIC encontra-se a realizar um projecto para a instalação de 4 aerogeradores com uma potência nominal de 250 kW cada, o que perfaz um total de 1 MW. Estas turbinas serão instaladas perto do Moro Chã de Vassoura.

#### Parques Solares

Com a conclusão em 2010 dos projectos em Santiago, com a instalação de 5 MWp, e na ilha do Sal com 2,5 MWp, o Governo de Cabo Verde aprovou o lançamento do projecto “Microgeração em edifícios públicos” num total de 16 edifícios e uma potência de 129 kWp.

#### Sistemas *off-grid*

Este tipo de sistemas adoptados em locais rurais de difícil acesso é bastante importante para as comunidades. Na ilha de Santo Antão existem muitas zonas nestas condições, mas a situação mais flagrante é o isolamento da zona de Tarrafal de Monte Trigo, com 300 habitantes.

Neste momento está em estudo o aproveitamento da água que escorre permanentemente sobre a ribeira para a instalação de uma turbina *Pelton*. Esta turbina teria uma capacidade nominal de 30 kW, a trabalhar com um caudal de 45 litros por segundo. Prevê-se ainda uma produção de energia diária de 650 kWh.

Na figura 8 pode-se observar as características técnicas da turbina em projecto.

| Características Técnicas    |                               |
|-----------------------------|-------------------------------|
| Turbina                     | <i>Pelton</i> - eixo vertical |
| Potência Máxima [kW]        | 82                            |
| Caudal Máximo [l/s]         | 45                            |
| Potência Nominal [kW]       | 30                            |
| Caudal Médio [l/s]          | 15                            |
| Queda Neta [m]              | 250                           |
| Produção Média Diária [kWh] | 650                           |
| Existência de Reservatório  | Sim                           |
| Tensão de Geração [V]       | 400/230 AC Trifásica          |

**Figura 8 - Características técnicas do projecto hidroeléctrico em Santo Antão. Fonte: PER 2011,**

Também está em estudo um projecto em *Off-Grid* de um sistema fotovoltaico, em que a energia é armazenada em baterias.

O objectivo é aproveitar a forte componente solar da ilha, transformando a energia solar em energia eléctrica, posteriormente armazenada e utilizada nos períodos mais críticos.

|                            |         |
|----------------------------|---------|
| Potência Instalada [kWp]   | 25      |
| Tipo de Painel             | P120/6+ |
| Potência Máxima (módulo)   | 120     |
| Número de módulos          | 208     |
| Número de Baterias         | 48      |
| Capacidade da bateria [Ah] | 7 200   |

**Figura 9 - Características técnicas do projecto solar em Santo Antão. Fonte: PER 2011, GESTO**

A zona do Monte Trigo, sendo considerada uma das mais importantes na área da pesca, requer um sistema permanente de conserva de peixes, o que consequentemente obriga a uma disponibilidade permanente (24h/dia) de energia eléctrica.



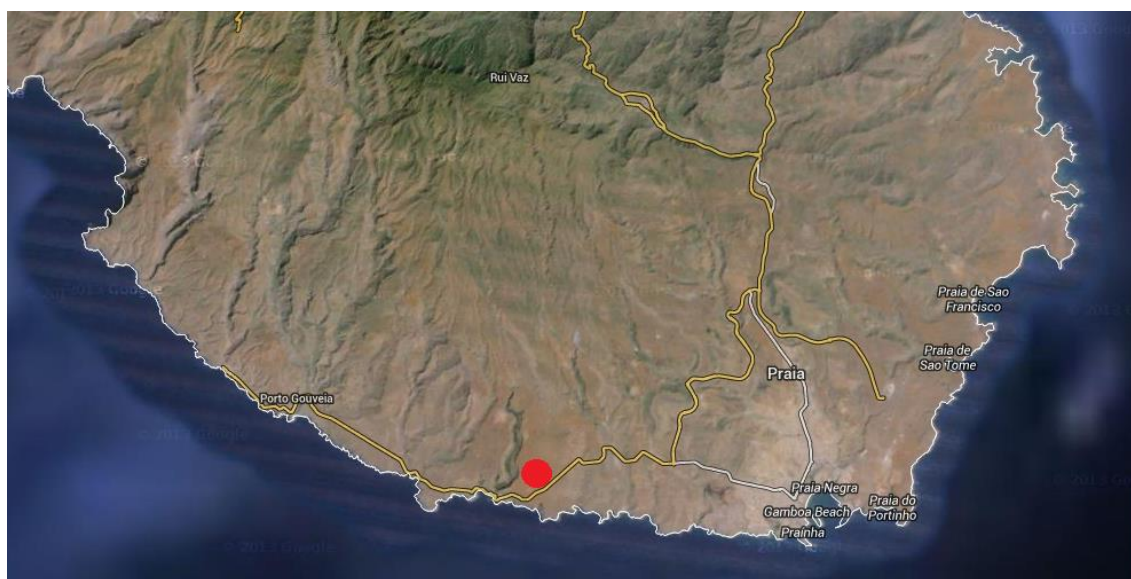
## Capítulo 2 – Localização e volume do reservatório, e protecção dos materiais.

### 2.1 Análise geológica (falésias) para possível localização da central hidroeléctrica

Cabo Verde, um arquipélago com zonas históricas, uma das quais considerada até património da humanidade com é o caso da Ribeira Grande de Santiago, apresenta no ano de 2014, 47 áreas protegidas delimitadas.

O primeiro passo na procura de localização para a instalação do reservatório é encontrar zonas protegidas, segundo o Doutor Urbanavicius do departamento de Engenharia Mecânica da VGTU e conselheiro do governo Lituano na área da Energia. Depois de evitar tais locais tentar-se-á definir a altura de queda de água para determinados tipos de turbinas, como no caso deste trabalho as turbinas Francis.

Depois de uma pesquisa profunda da zona geográfica da ilha de Santiago, verifica-se a hipotética localização do *upper reservoir* que poderá ser situado a Este da Cidade Velha. O *lower reservoir* será o próprio oceano.



**Figura 10 - Localização do reservatório**

O local é de fácil acesso e situa-se a trinta minutos da capital, Praia.

Na imagem abaixo constata-se melhor a localização do reservatório em relação a área habitada e protegida da Cidade Velha. De notar que a área a vermelho não é a área delimitadora do reservatório, pelo que é apenas uma indicação da possível localização do *upper reservoir*.



Figura 11 - Localização do reservatório. Cidade Velha

## 2.2 Gama de queda de água disponível

Como referido anteriormente, depois de uma pesquisa profunda obtiveram-se duas localizações para a construção do reservatório. A primeira opção, que foi excluída por ter uma altura de queda demasiadamente elevada para a potência pretendida para uma Turbina Francis, situa-se na costa da ilha e a oeste da Cidade Velha, com difícil acesso.



Figura 12 - Altura de queda, primeira aproximação

A altura média de queda de água para esta opção é de 450 metros. Para esta altura e a potência requerida de apenas 55MW, a Turbina-Bomba necessitava de um diâmetro de

rotor grande para evitar fortes pressões no escoamento. Por consequência a velocidade de rotação seria baixa, assim como o caudal de água do mar.

Voltando à segunda opção, a Cidade Velha, constata-se na imagem abaixo que a altura de queda está dentro da gama aconselhada (segundo Prof. Doutor Robertas) para este tipo de equipamentos hidráulicos. A altura de queda de água baliza entre 128m e 138m. Considera-se um valor de 135m.



**Figura 13 - Altura de queda, segunda aproximação**

### 2.3 Volume do reservatório de modo a dar resposta a demanda de energia de toda a ilha em 2030/40

Como de uma bateria se tratasse, o reservatório tem a função de armazenar energia potencial. A quantidade de energia armazenada dependerá da quantidade de água contida no reservatório. Por razões de autonomia, é razoável dizer que o total de energia armazenada no reservatório deverá ser o suficiente para uma procura de uma semana para as necessidades da ilha.

A previsão efectuada no primeiro capítulo indica que a ilha de Santiago necessitará de 546GWh de energia por ano. Sendo que num ano há 52 semanas, a energia armazenada no reservatório será de 10.5GWh.

O cálculo do volume do reservatório (Bibl para armazenar a água do mar é efectuada através da seguinte expressão:

$$E = \frac{\rho \times g \times V \times H}{3600 \times 10^9} \quad (2.3.1)$$

Em que E é a energia teórica armazenada em GWh, V o volume do reservatório em  $m^3$  e H a altura de queda em metros.

$$V = 27,8 \times 10^6 m^3$$

O reservatório a construir terá uma capacidade de aproximadamente 28 milhões de metros cúbicos de volume para dar resposta às necessidades da ilha de Santiago durante uma semana no ano de 2040.

## 2.4 Análise da protecção dos elementos da Turbina-Bomba em contacto com a água salinizada

O constante contacto entre o fluido de trabalho e os componentes mecânicos da Turbina-Bomba leva à deterioração por abrasão ao longo do tempo. A deterioração pode ocorrer através da salinidade da água do mar, corrosão, ou também por impacto na superfície da máquina por pequenas partículas sólidas que se encontram no fluido de trabalho, erosão.

A dimensão do impacto varia de acordo com a velocidade da partícula e também do ângulo de impacto no momento de contacto na superfície. Como se trata de pequenas partículas, a erosão dá-se a uma pequena escala mas que ao longo do tempo é considerada grave devido ao efeito contínuo da deformação. Na figura 14 pode-se observar os diferentes tipos de erosão que causam a fadiga na superfície do equipamento hidráulico.

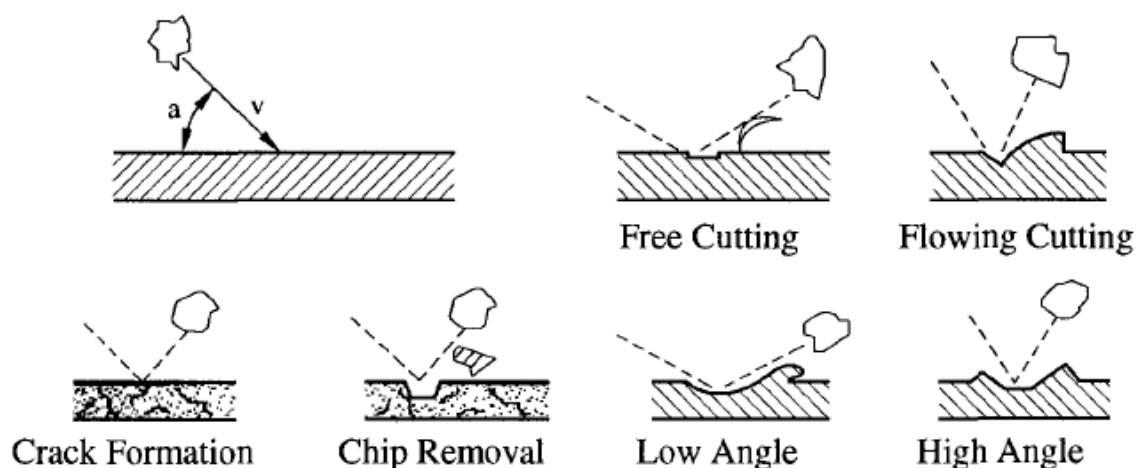


Figura 14 - Tipos de erosão na superfície da área de passagem do escoamento (ver referência bibliográfica nº7)

A erosão em função do tempo  $t$  pode ser estimada matematicamente através da equação 2.4.1 (ver referência bibliográfica nº7).

$$I = \alpha \times \beta \frac{m \times c^2 \times \varepsilon \times \vartheta \times t}{2} \quad (2.4.1)$$

Onde  $\alpha$  é o ângulo de ataque da partícula,  $\beta$  o coeficiente das condições do fluido à volta da superfície,  $m$  a massa,  $c$  a velocidade,  $\varepsilon$  a concentração de partículas e  $\vartheta$  a velocidade média do fluido de trabalho.

Em diferentes partes do equipamento existem diferentes variáveis que contribuem para a erosão do mesmo. Mas também é verdade que se pode optar por tipos de materiais distintos de modo a diminuir este problema nas máquinas hidráulicas.

Um estudo conduzido pelo Professor Duan (referência bibliográfica nº7) demonstra que quando comparado com o aço de baixo carbono (SC46), outros materiais mostram maior ou menor resistência nos diferentes componentes de uma Bomba. Pode ser observado na Tabela 14 o resultado do estudo comparativo.

**Tabela 14 - Grau de protecção contra a erosão (ver referência bibliográfica nº 7)**

| Position<br>Material | Runner blade | Guide vane | Bottom ring | Wearing ring | Draft tube | Spiral case |
|----------------------|--------------|------------|-------------|--------------|------------|-------------|
| SCS1                 | 1.91         | 1.97       | 0.46        | 1.24         | -          | -           |
| SCS5                 | -            | 1.01       | 0.53        | 0.76         | -          | -           |
| SCS13                | 1.09         | 1.17       | 0.40        | 0.93         | -          | -           |
| SC46                 | 1.00         | 1.00       | 1.00        | 1.00         | 1.00       | 1.00        |
| NMC                  | 1.42         | 1.24       | 0.88        | -            | -          | -           |
| SM41                 | -            | -          | -           | -            | 1.43       | 1.03        |
| SM58Q                | -            | -          | -           | -            | 1.45       | 0.68        |
| NMW                  | 1.44         | 1.27       | 1.42        | 2.44         | -          | -           |
| DFME                 | 0.93         | 0.92       | 1.43        | -            | -          | -           |
| AL-203               | -            | 3.06       | 1.18        | -            | -          | -           |
| WC                   | -            | 2.59       | 2.42        | -            | -          | -           |
| S-61                 | -            | -          | -           | -            | -          | 7.29        |
| L-2710               | -            | -          | -           | -            | 6.61       | 8.67        |
| EPX                  | -            | -          | -           | -            | = 0        | = 0         |
| PUT                  | -            | -          | -           | -            | = 0        | 0.30        |

Dada a impossibilidade de construir uma Bomba ou Turbina sempre com o mesmo material, haverá vantagens e desvantagens quando a decisão da construção do equipamento recair sobre certo tipo de material. O que acresce ainda alguma dificuldade é o facto de para determinados componentes, como por exemplo o rotor e a voluta, o material cerâmico óxido de alumínio (AL-203) - não ser aplicável, apesar de adequado a outros componentes como o estator.

No momento da selecção do material na construção de uma máquina hidráulica a escolha recai em grande parte sobre o aço de baixo carbono. É um material mais barato quando comparado com outras ligas, mas a sua resistência à erosão não é muito boa.

Também usual na construção de equipamentos hidráulicos, devido à sua protecção contra a corrosão, é o aço inoxidável, embora seja mais aplicável nas pás. Existem vários tipos de aço inoxidável tais como os austeníticos, martensíticos, e ainda os endurecidos, pelo que estes últimos são considerados mais resistentes à erosão que o aço carbono.

Há também outras ligas altamente resistentes à erosão provocada pela cavitação, endurecidos e com alto teor em níquel. Não obstante o uso de metais na construção dos equipamentos hidráulicos, também as pinturas interiores são comuns na indústria e protegem da corrosão as superfícies de contacto, principalmente na voluta.

### Central hidroeléctrica com base em turbina reversível, em Okinawa, Japão

Em 1981 a Agência dos Recursos Naturais e Energia do Ministério da Indústria do Japão deixou a cargo da *Electric Power Development Co*, o estudo da corrosão da água do mar em turbinas reversíveis (referência bibliográfica nº12). Os testes ocorreram em 1984 na ilha de Okinawa na estrutura que se pode observar na imagem abaixo.



**Figura 15 - Central hidroeléctrica de Okinawa, Japão. (ver referência bibliográfica nº 12)**

Em suma as principais protecções da turbina reversível consistiram em, material cerâmico nos elementos de ligação da caixa que protege o veio, juntas de borracha para evitar fugas de água salgada, aço com baixo teor em carbono revestido com pintura para as partes com baixas velocidades e protecção catódica para as partes com altas velocidades. Para a construção da voluta foi utilizado o aço laminado, em que o interior foi revestido com uma pequena camada de *Vinyl Ester*, uma espécie de resina. Na entrada e na descarga foi utilizado aço inoxidável austenítico com partes em aço com baixo teor em carbono e aço laminado nas superfícies que não entram em contacto com a água do mar. Enquanto o distribuidor e o rotor foram construídos em aço inoxidável austenítico com baixo teor em carbono e com algum azoto. O veio é feito em aço inoxidável forjado e contém azoto.

## Capítulo 3 – Dimensionamento empírico do rotor, estator, distribuidor e tubo de descarga

Estima-se que a ilha de Santiago necessitará de uma potência total de 110 MW para satisfazer as necessidades energéticas da população. Mas como foi visto em subcapítulos anteriores, por razões de manutenção e até de operação, é aconselhado construir no mínimo duas turbinas reversíveis numa instalação deste tipo. Se tal for o caso, cada turbina terá uma potência nominal de 55 MW.

Para o cálculo da eficiência da turbina reversível, tanto em modo de bomba como em modo de turbina, será abordada uma técnica de aproximação com base em centrais existentes com características semelhantes, tal como a altura de queda.

Utilizando a monografia nº 39, “*Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics*” da *United States Department of the Interior Bureau of Reclamation* (referência bibliográfica nº8), encontramos a tabela 15 na qual a central hidroelétrica que mais se aproxima deste projecto em relação à queda de água é a *Mt. Elbert P/G I*. A altura de queda para melhor eficiência da bomba é de  $H_{BEP} = 135$  m, caudal  $Q = 90,7$  m<sup>3</sup>/s, a rotação (N) de 180 rpm, rotação específica ( $N_{sp}$ ) igual a 43,4 m<sup>3</sup>/s, rendimento máximo da bomba  $\eta_B = 92,2\%$ , potência máxima da bomba  $P_b = 130$  MW, diâmetros  $D_1^2$  e  $D_2^3$  de 3,44 e 5,58 metros sucessivamente (diâmetros grandes devido a rotação baixa do rotor), gama de altura de operação 119,9 m e 147,8 m, eficiência da turbina com a carga máxima  $\eta_T$  de 92%.

---

<sup>2</sup> Na monografia (ERPTC) “*Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics*”  $D_1$  representa o diâmetro à saída do rotor. Mas neste projecto e em outras literaturas a referência 1 é usada para referir a entrada do rotor e não a saída.

<sup>3</sup> O inverso acontece com a referência 2

**Tabela 15 - Centrais hidroelétricas de turbinas reversíveis. Fonte: “Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics” da United States Department of the Interior Bureau of Reclamation**

| Powerplant                | Pump best efficiency head unless indicated |                            | Rotational speed | $n_{sp}$                  | $\eta_{sp}$ of $H_{BP}$ | Pump best efficiency | Pump input power of head H | $D_1$ and $D_2$ | Operating head range    | Turbine maximum efficiency | Turbine full-gate efficiency of $H_{BP}$ | Max turbine output to pump input power of pump best efficiency head | Submergence distributor to minimum tailwater | Manufacturer |
|---------------------------|--|----------------------------|------------------|---------------------------|-------------------------|----------------------|----------------------------|-----------------|-------------------------|----------------------------|--|---|--|--------------|
|                           | ft (m)                                     | ft/min (m <sup>3</sup> /s) |                  |                           |                         |                      |                            |                 |                         |                            |  |   |  |              |
| Ohira                     | 1635 (498)                                 | 1680 (47.6)                | 400              | 1340 (25.9)               |                         |                      |                            | 19.7 (4.78)     | 1540-1790 (468.4-515.6) |                            |  |   |  | T            |
| Blenheim Gilboa           | 1080Min (329)                              | 2880 (81.6)                | 257              | 1770Max (34.2)            |                         |                      |                            | 19.6 (6.0)      | 1080-1170 (329.2-358.6) |                            |  |   | 50-80 (15.2-27.4)                            | H            |
| Coo-Trois Ponts           | 850R (259)                                 | 1620R (46.9)               | 300              | 1600h <sub>r</sub> (30.9) |                         |                      |                            | 14.5 (4.5)      | 772-920 (225.2-280.4)   |                            |  |   | 50-85 (15.2-27.4)                            | A-C          |
| Okutataragi               | 1250 (381)                                 | 2600 (73.6)                | 300              | 1530 (29.6)               | 99                      | 410,000 (306)        |                            | 18.5 (6.4)      | 1070-1150 (314.7-335.1) | 89                         | 88                                       | 0.95  | 150-200 (45.2-70.2)                          | M,H          |
| Cruachan                  | 1050Min (333)                              | 1126 (31.9)                | 500              | 1850Max (36)              |                         |                      |                            | 10.5 (3.2)      | 1090-1285 (323.4-367.8) |                            |  |   | 140M-152 Norma (46.1-46.8)                   | B            |
| Cruachan                  | do   | do                         | 600              | 2200Max (43)              |                         |                      |                            | 8.0 (2.74)      |                         |                            |  |   |  | EE           |
| Ronkhausen                | 800Min (23.8)                              | 620 (19.6)                 | 500              | 890 (18.7)                |                         | 88,000 (66.4)        |                            | 9.05 (2.76)     | 880-910 (253.0-277.6)   |                            |  | 1.10  |  | EX           |
| Ronkhausen                | do   | 800 (23.8)                 | 500              | 890 (18.7)                |                         | 79,000 (58.2)        |                            | 9.18 (2.8)      |                         |                            |  | 1.22  |  | S            |
| Bear Swamp                | 685Min (208)                               | 4430 (125.5)               | 225              | 2350Max (45.4)            | 91.5                    |                      |                            | 18.17 (5.4)     | 685-770 (200.8-224.7)   | 92.5                       |  |   | 70-100 (21.3-30.5)                           | H            |
| Castaic                   | 870Min (265)                               | 3220 (91.2)                | 257              | 1930Max (37.3)            |                         |                      |                            | 18.16 (5.4)     | 870-920 (253.2-280.4)   |                            |  |   |  | H            |
| Cabin Creek               | 1238R (377)                                | 840R (23.8)                | 340              | 1100h <sub>r</sub> (21.9) |                         |                      |                            | 15.7 (4.7)      | 1090-1228 (333.1-373.7) |                            |  |   |  | A-C          |
| Raccoon Mt.               | 955 (291)                                  | 4400 (125)                 | 300              | 2440 (47.2)               | 93                      | 520,000 (388)        |                            | 16.2 (4.93)     | 845-1040 (250.6-317)    | 93                         | 88                                       | 1.02  | 135 Normal (41.1)                            | A-C          |
| Kienyama                  | 850Min (188)                               | 3900 (109.2)               | 225              | 2080 (40.2)               | 90                      | 310,000 (231)        |                            | 18.75 (5.71)    | 850-920 (247.2-280.4)   |                            |  |   |  | H            |
| Shiroyama                 | 510 (155)                                  | 1325 (37.5)                | 300              | 2120 (41)                 | 90                      | 85,000 (63.4)        |                            | 12.9 (3.75)     | 430-607 (128-185)       | 90                         | 89                                       | 1.03  |  | H            |
| Yards Creek               | 691Min (210)                               | 2175 (61.6)                | 240              | 1750Max (33.8)            |                         | 186,000 (139)        |                            | 8.6 (2.6)       | 656-730 (200-222.5)     |                            |  |   | 25 Min (7.63)                                | BLH          |
| Teum Sauk                 | 760 (232)                                  | 2700 (76.5)                | 200              | 1500 (29)                 | 91.5                    | 260,000 (194)        |                            | 21.2 (6.43)     | 760-820 (222.5-247.2)   | 91                         | 87                                       | 1.13  |  | A-C          |
| Munappara                 | 1600 (487)                                 | 1770 (50.2)                | 375              | 1300 (25)                 |                         | 336,000 (250)        |                            | 16.3 (4.95)     | 1600-1720 (487.2-527.3) |                            |  |   | 190-264 (54.7-78)                            | H            |
| Shin-Maragawa             | 261 (80)                                   | 2840 (80.5)                | 144              | 2500 (48.3)               | 91                      | 93,000 (69.3)        |                            | 15.5 (4.6)      | 550-615 (164.1-187.8)   | 91                         |  | 1.08  | 29.5-87 (8.6-26.4)                           | H            |
| Ikeharo                   | 384 (117)                                  | 2120 (60.1)                | 180              | 2010 (38.9)               | 91                      | 100,000 (74.6)       |                            | 16.7 (5.10)     | 350-435 (103.6-132.6)   | 94                         | 91                                       | 1.0   | 25.5-93 (8.5-29.3)                           | H            |
| Grand Coulee P/G7&8       | 287 (87)                                   | 1900 (53.8)                | 200              | 2640 (51)                 | 91.6                    | 67,200 (50.1)        |                            | 14.3 (4.38)     | 250-365 (76.2-111.4)    | 91.6                       | 88                                       | 1.08  | 5-87 (1.5-26.4)                              | H            |
| Mt. Elbert P/G I          | 440 (134)                                  | 3200 (90.7)                | 180              | 2240 (43.3)               | 92.2                    | 175,000 (130)        |                            | 16.3 (5.50)     | 890-945 (261.8-287.8)   | 93                         | 92                                       | 0.94  | 28-58.5 (8.6-17.2)                           | A-C          |
| Midono                    | 240 (73)                                   | 2700 (76.6)                | 150              | 3000 (58)                 | 92.5                    | 80,000 (59.6)        |                            | 17.1 (5.7)      | 197-290 (58.1-87.1)     | 91                         | 91                                       | 1.0   | 70-110 (20.3-31.9)                           | H            |
| Omorigawa                 | 360 (110)                                  | 390 (11)                   | 400              | 1960 (37.9)               | 89                      | 18,100 (13.5)        |                            | 7.58 (2.3)      | 976-118 (281.1-368.8)   | 90                         | 87                                       | 0.99  | 16.5-51.5 (5.7-15.7)                         | H            |
| Ludington                 | 305Min (93)                                | 11,100 (314)               | 112.5            | 3460Max (66.9)            |                         |                      |                            | 27.5 (8.375)    | 292-363 (88-110.8)      |                            |  |   | 25-30 (7.62-9.8)                             | H            |
| Jocassee                  | 312 (95)                                   | 5780 (163)                 | 120              | 2580 (49.9)               | 94                      | 218,000 (162)        |                            | 24 (7.31)       | 320-344 (97.5-101.6)    | 93.5                       | 89                                       | 1.18  | 12 Min (3.6)                                 | A-C          |
| Flatiron *                | 250 (76)                                   | 370 (10.5)                 | 300              | 1950 (37.7)               | 91                      | 11,600 (8.6)         |                            | 8.82 (2.59)     | 140-300 (42.7-89.1)     | 89                         | 88                                       | 0.93  | 5-28 (1.4-8.3)                               | A-C          |
| San Luis 150 <sup>o</sup> | 272 (83)                                   | 17,00 (48.2)               | 150              | 1930 (37.3)               | 92.5                    | 57,000 (42.5)        |                            | 17.7 (5.39)     | 200-332 (61-101.2)      | 92                         | 90                                       | 0.88  | 5-33 (1.4-10.1)                              | H            |
| San Luis 120 *            | 180 (54.8)                                 | 1300 (36.8)                | 120              | 1880 (36.4)               | 92.5                    | 29,000 (21.6)        |                            | 17.7 (5.39)     | 190-300 (57.9-91.4)     | 92                         | 90                                       | 1.0   | 15-23 (4.6-7)                                | H            |
| Senator Wash *            | 64 (19.5)                                  | 194 (5.5)                  | 360              | 4850 (89.9)               | 87                      | 1,650 (1.23)         |                            | 4.18 (1.27)     | 33-74 (10.2-22.5)       | 80                         | 75                                       | 0.67  |  | F-B          |
| Smith Mt.                 | 196 (59.7)                                 | 4250 (120)                 | 105.9            | 2780 (53.8)               | 93.5                    | 101,000 (75.3)       |                            | 22.17 (6.78)    | 107.5-205 (31.6-62.4)   | 92                         | 90                                       | 1.08  |  | A-C          |
| Himawee                   | 190 (57.9)                                 | 4320 (122)                 | 105.9            | 2000 (39.2)               | 93                      | 101,000 (75.3)       |                            | 22.17 (6.78)    | 141-204 (41.3-62.4)     | 93                         | 91                                       | 0.89  | 10 (3.0)                                     | A-C          |
| Lewiston                  | 94 (28.6)                                  | 3200 (90.7)                | 112.5            | 4500 (87)                 | 93                      | 36,500 (26.8)        |                            | 17.17 (5.33)    | 57-90 (17.4-30.2)       | 92                         | 89                                       | 1.11  |  | A-C          |

### 3.1 Eficiências estimadas em modo Bomba e em modo Turbina

Para estimar com mais rigor as eficiências, em modo bomba e em modo turbina, ter-se-á em conta a central imediatamente acima, Grand Coulee P/G7&8 com 50,1 MW de potência da bomba, e a central imediatamente abaixo, Midono com 59,6 MW de potência da bomba.

Tendo em conta que a Turbina-Bomba a ser projectada terá uma Potência não nominal de 55 MW, as eficiências podem ser estimadas através de uma regressão linear.

**Grand Coulee P/G7&8** -  $\eta_T = 91,6\%$ ;  $\eta_B = 91,6\%$

**Midono** -  $\eta_T = 91\%$ ;  $\eta_B = 92,5\%$

O rendimento esperado para a turbina reversível em modo bomba será:

$$\begin{aligned} 50,1 \text{ MW} &- 91,6\% \\ 55 \text{ MW} &- x\% \\ 59,7 \text{ MW} &- 92,5\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{59,6 - 50,1}{92,5 - 91,6} &= \frac{59,6 - 55}{92,5 - x} \\ x &= 92,1\% \end{aligned}$$

Enquanto no modo de turbina obtém-se o seguinte rendimento com base em estimativa:

$$\begin{aligned} 50,1 \text{ MW} &- 91,6\% \\ 55 \text{ MW} &- x\% \\ 59,7 \text{ MW} &- 91\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{59,6 - 50,1}{91 - 91,6} &= \frac{59,6 - 55}{91 - x} \\ x &= 91,3\% \end{aligned}$$

### 3.2 Caudal teórico

O rendimento total de uma bomba pode ser definido tanto pela multiplicação dos rendimentos parciais (mecânico, volumétrico, hidráulico), como pela razão entre a potência teórica (sem perdas hidráulicas) e a potência requerida no veio.

$$\eta_B = \frac{\text{Potência teórica à saída}}{\text{Potência no veio}} = \frac{\rho \times g \times Q_B \times H}{P_{\text{veio}}} \quad (3.2.1)$$

Em que o  $\rho$  é a massa volúmica da água, do mar neste caso, que tem um valor médio no oceano atlântico de  $1025 \text{ kg/m}^3$ ,  $g$  a aceleração gravítica,  $9,81 \text{ m/s}^2$ ,  $Q$  o caudal teórico do fluido de trabalho que atravessa a bomba, em  $\text{m}^3/\text{s}$ , e  $H$  é a altura de elevação do fluido, em metros. A  $P_{\text{veio}}$  será a potência, em Watt, que é solicitada pela bomba à rede eléctrica.

Excepto a massa volúmica (assumindo pouca variação da temperatura e salinidade) e a aceleração da gravidade, todos os outros componentes da equação (3.2.1) são variáveis e directamente dependentes entre si.

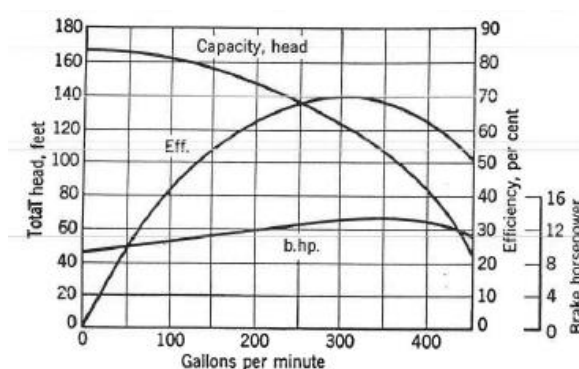


Figura 16 - Exemplo característico de uma bomba a operar a 1750 rpm. Fonte: “centrifugal and axial flow pumps, theory, design and application”, A. J. Stepanoff, PhD

A figura 16 indica que para uma determinada bomba, a uma velocidade de rotação de 1750 rpm, o seu melhor rendimento é 70% enquanto é atravessada por um caudal de 18,9 l/s (300 galões por minuto). A bomba eleva o fluido de trabalho até uma altura de 37 metros (122 feet), requerendo da rede uma potência de 9 kW (12 bhp).

Com as informações técnicas previamente calculadas para o projecto da Turbina reversível na ilha de Santiago, em que a potência requerida a rede é de 55 MW, a altura de elevação de 135 metros e o rendimento do equipamento em modo de bomba é 92,1%, obtém-se um caudal teórico de:

$$Q_B = \frac{P_{veio} \times \eta_B}{\rho \times g \times H} = \frac{55 \times 10^6 \times 0,921}{1025 \times 9,81 \times 135} = 37,3 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.2.1)$$

Nas condições de melhor rendimento, teoricamente o equipamento irá bombear de jusante para montante, sensivelmente 37,3 m<sup>3</sup>/s de fluido.

Para o cálculo do caudal teórico da turbina-bomba em modo de turbina, ter-se-á, como calculado para o modo bomba, que ter em conta a expressão do rendimento de uma turbina.

$$\eta_T = \frac{\text{Potência no veio}}{\text{Potência à entrada da turbina}} = \frac{P_{veio}}{\rho \times g \times Q_T \times H} \quad (3.2.2)$$

O rendimento da turbina é o quociente entre a potência que se regista no veio e a potência desenvolvida à entrada da turbina pelo fluido de trabalho.

O caudal teórico da turbina reversível em modo de turbina para este projecto é obtido através da equação 3.2.2) na qual foram previamente encontrados os valores de rendimento (91,3%), queda de água (135 metros), a potência desejada no veio (55 MW) e as restantes características físicas inerentes ao fluido e condições terrestres.

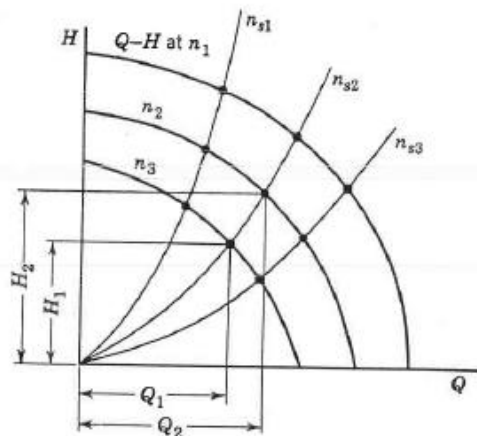
$$Q_T = \frac{P_{veio}}{\rho \times g \times H \times \eta_B} = \frac{55 \times 10^6}{1025 \times 9,81 \times 135 \times 0,913} = 44,4 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.2.2)$$

### 3.3 Velocidade específica

Para se caracterizar uma bomba ou uma turbina hidráulica, normalmente utiliza-se um valor adimensional como a razão entre altura da pá do rotor à saída e o diâmetro do rotor também à saída, ou mesmo a razão dos diâmetros à entrada e à saída do rotor. Também há outro valor muito usado pelos fabricantes de Bombas, Turbinas e Turbinas reversíveis, que é a Velocidade específica ( $n_s$ ) e que em certas obras bibliográficas não é adimensional. Este é um valor que identifica uma classe de bombas e turbinas, em que mesmo variando a velocidade de rotação do equipamento, este valor não se altera.

$$n_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.3.1)$$

Na equação,  $N$  representa a velocidade de rotação em rotações por minuto (rpm),  $Q$  o caudal de fluido de trabalho em metros cúbicos por segundo, e  $H$  a altura de queda em metros. Por essa expressão, subentende-se que a velocidade específica é o número de revoluções por minuto para elevar 1 metro cúbico de fluido num segundo a uma altura de um metro. Através desta expressão, a velocidade específica toma um valor dimensional com a unidade de  $m^3/s$ .



**Figura 17 - Variação da altura de queda e caudal, com a velocidade específica. Fonte: “Centrifugal and axial flow pumps, theory, design and application”, A. J. Stepanoff, PhD**

Na equação 3.3.1, a fórmula corresponde a velocidade específica de uma bomba, ou de uma turbina reversível em modo de bomba. Logo é denominada por  $n_{sp}$ . Segundo Stepanoff, a velocidade específica da turbina, ou da turbina reversível em modo de turbina será:

$$n_{st} = n_{sp} \times \eta_h$$

Onde o  $\eta_h$  é o rendimento hidráulico, e é aproximadamente igual à raiz quadrada do rendimento da bomba, ou da turbina em modo de bomba.

No projecto de um Turbina Reversível, dá-se prioridade às características que favorecem o equipamento em modo de Bomba. Por isso, para a investigação da melhor velocidade específica da bomba, ter-se-á em conta a altura de queda e o caudal de fluido para o melhor comportamento em termos de rendimento em modo de bomba.

Ainda na equação da velocidade específica da bomba, pode-se retirar que, mantendo a mesma altura de elevação de fluido e também o caudal, as bombas com maior velocidade específica terão uma maior rotação. O que por sua vez implica um tamanho mais reduzido do equipamento. Da mesma maneira que para igual rotação e caudal, as bombas com grandes velocidades específicas trabalham com pequenos diferenciais de

altura. Por outro lado, as bombas com grandes velocidades descarregam maior caudal de fluido se forem mantidas as condições de rotação e altura de elevação.

A figura 17 ilustra a evolução das linhas características da velocidade específica em função do caudal, da diferença de altura e da rotação da máquina. Numa bomba com a velocidade específica definida, ao aumentar a sua rotação, em ordem a manter a mesma velocidade específica, o caudal e a altura de queda também irão aumentar, como se pode constatar na figura referida.

Numa primeira aproximação, como aconselha a monografia “ERPTC” (referência bibliográfica nº8), é considerada uma grande velocidade específica, 2500 gal/min (48,4 m<sup>3</sup>/s), de modo a obter um equipamento de menor dimensão. Utilizando a equação 3.3.1, obtém-se a seguinte rotação da bomba:

$$N_B = \frac{n_{sp} \times H_{BEP}^{3/4}}{Q_{BEP}^{1/2}} = \frac{48,4 \times 135^{3/4}}{37,3^{1/2}} = 313,9 \text{ rpm}$$

Como o valor absoluto de velocidade de rotação não está normalizado de acordo com os parâmetros da indústria, será considerado um valor semelhante e imediatamente acima, favorecendo assim a diminuição do tamanho do equipamento. A velocidade de rotação toma o valor de  $N_B$  igual a 333 rpm, e é recalculado o valor de velocidade de rotação específica  $n_{sp}$  através da equação 3.3.2 e de seguida interpolando com os valores da central hidroeléctrica de *Smith Mt.* (2780 gal/min ou 53,8 m<sup>3</sup>/s).

$$n_{sp} = 2500 \times \frac{333}{313,9} = 2652,5 \text{ gal/min} \quad (3.3.2)$$

A equação acima não é nada mais que uma regra de três simples para encontrar a nova velocidade de rotação específica da bomba quando a velocidade de rotação nominal é de 333 revoluções por minuto. Interpolando este valor de velocidade de rotação específica com os valores da central hidroeléctrica de *Smith Mt.* obtém-se um valor de  $n_{sp}$  igual a 51,34 m<sup>3</sup>/s.

### 3.4 Diâmetro interno e externo do rotor

Talvez dos valores mais cruciais no dimensionamento de qualquer turbina, bomba ou turbina reversível, será o diâmetro do rotor, tanto o interno, como o externo. É um elemento que influencia directamente em termos físicos, hidráulicos e económicos o projecto a ser elaborado. Em termos físicos, tem uma influência directa em outras características inerentes aos equipamentos, que serão abordados nos tópicos seguintes. Hidraulicamente, o valor de diâmetro vai afectar a velocidade do fluido no interior da maquinaria, o atrito nesse mesmo espaço, o rendimento hidráulico entre outros. Economicamente, um equipamento será mais caro quanto maior for o seu tamanho,

devido aos materiais de construção e ao espaço envolvente necessário para a sua localização.

Por norma, o diâmetro à entrada do rotor é dimensionado de modo a evitar a cavitação nas pás da bomba, e é assumido um valor teórico de pré-rotação (swirl) igual a 0. No entanto se o diâmetro for muito grande, poderá ocorrer recirculação do fluido de trabalho dentro da própria bomba.

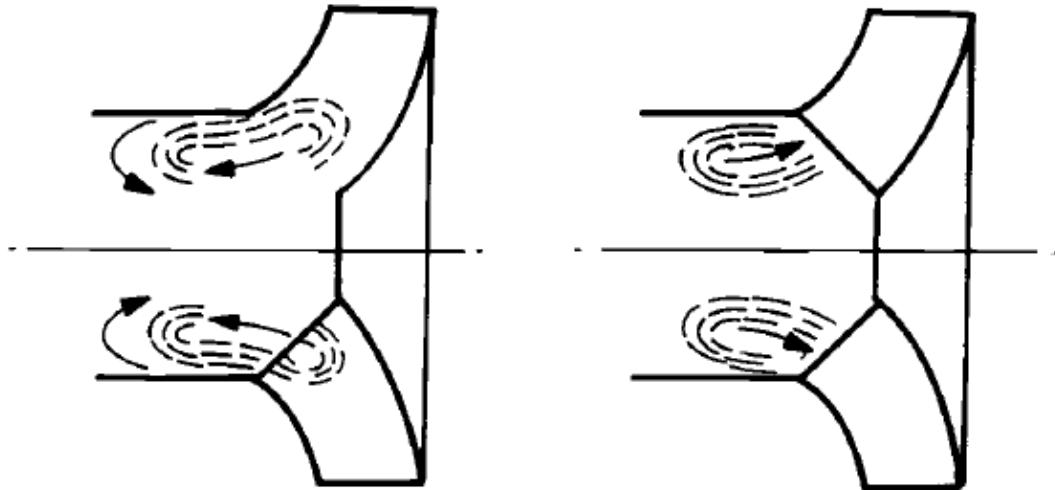


Figura 18 - Fluxo de fluido instável à entrada de uma bomba centrífuga. Fonte: “*Rotodynamic Pump Design*” R. K. Turton

Poderá ser necessário recorrer a alguns métodos para evitar que tal aconteça, como (a) introdução de um longo cilindro a montante da área de aspiração, (b) colocação de um cone ligeiramente inclinado imediatamente à entrada do rotor ou (c) adicionando, em bombas de eixo vertical, um cone com entrada alargada, com o fim de diminuir a turbulência no momento da aspiração do fluido de trabalho.

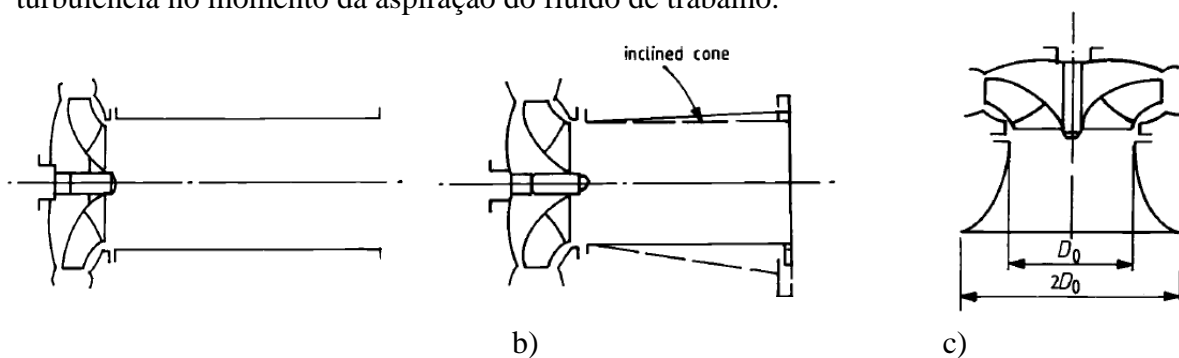


Figura 19 - Alternativas de metodologia a usar à entrada de bombas para evitar turbulência. Fonte: “*Rotodynamic Pump Design*” R. K. Turton

Seguindo o método da monografia “ERPTC” (referência bibliográfica nº8) e observando a figura 20 retirada desta mesma referência bibliográfica, constata-se uma tendência da razão da velocidade periférica sobre a velocidade real absoluta do fluido à saída do rotor e a velocidade de rotação específica. Esta tendência verifica-se para turbinas, bombas, turbinas reversíveis a operar nas melhores condições de eficiência de uma turbina e em turbinas reversíveis a operar nas melhores condições de eficiência de uma bomba.

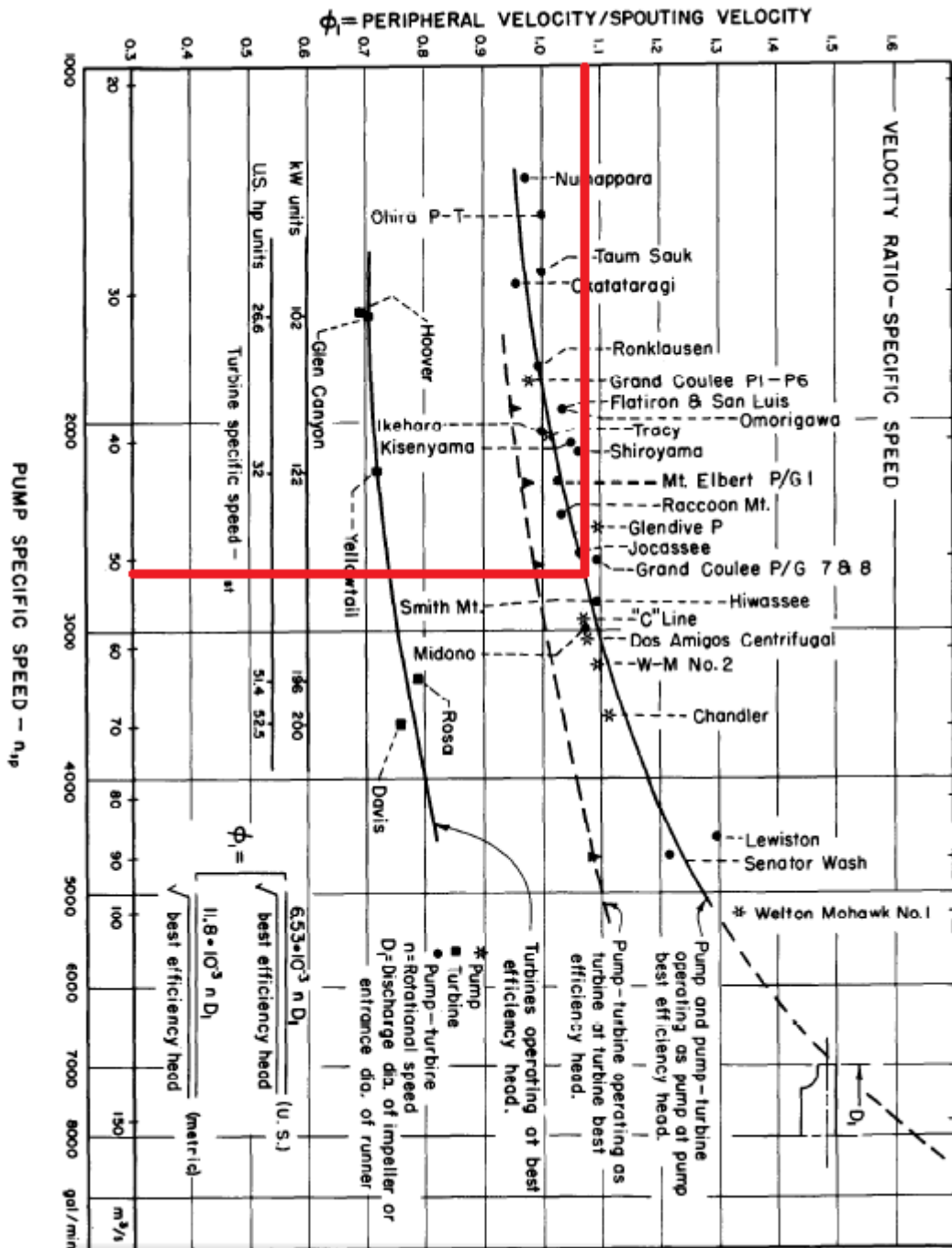


Figura 20 - Rácio de velocidade  $\phi_1$  vs. Velocidade de rotação específica  $n_{sp}$ . Fonte: “Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics” da United States Department of the Interior Bureau of Reclamation”

A componente  $\phi_1$  designa a relação entre a velocidade periférica do rotor e a velocidade absoluta real do fluido de trabalho à saída do rotor. Mais propriamente o quociente entre a velocidade periférica e a velocidade absoluta real.

$$\phi_1 = \frac{U_2}{c_2} \quad (3.4.1)$$

A componente  $\phi_1$  também é expressa, como se indica na monografia “ERPTC”, em função da velocidade de rotação específica, massa específica, altura de queda para o melhor rendimento e do diâmetro externo do rotor:

$$\phi_1 = \frac{11,8 \times N_B \times D_1}{\sqrt{H} \times \rho} \quad (3.4.2)$$

Para obter o valor de  $\phi_1$  usando a figura 20 é preciso saber *a priori* o valor da velocidade de rotação, que numa primeira aproximação é  $n_{sp} = 51,34 \text{ m}^3/\text{s}$  ou 2652,5 gal/min como calculado anteriormente.  $\phi_1$  tem um valor de 1,075.

Reordenando a equação 3.4.2, obtém-se um diâmetro externo de:

$$D_1 = \frac{\phi_1 \times \sqrt{H} \times \rho}{11,8 \times N_B} = \frac{1,075 \times \sqrt{135} \times 1025}{11,8 \times 333} = 3,258 \text{ m}$$

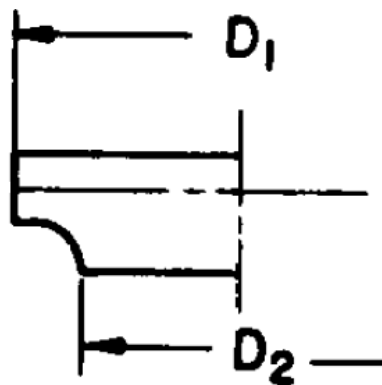


Figura 21 - Ilustração dos diâmetros interno e externo do rotor de uma bomba centrífuga segunda a enumeração de “*Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics*” da *United States Department of the Interior Bureau of Reclamation*”

Como referido anteriormente, o custo do projecto aumenta à medida que se aumenta o tamanho do diâmetro externo do rotor. O valor de 3,258 metros pode ser reduzido se a velocidade de rotação for aumentada de 333 rpm para um valor acima aceitável. Esse novo valor terá que ser compatível com a tecnologia de alternadores existentes. É adoptado o valor imediatamente acima, de 400 rpm em conformidade com varias centrais verificadas em pesquisas bibliográficas.

Através de uma regra de três simples, semelhante à equação 3.3.2, a velocidade de rotação de 400 rpm é transformada em valores de velocidade de rotação específica, em



$\phi_1$  toma o novo valor de 1,11. É possível reescrever a equação 3.4.2 e encontrar o novo valor do diâmetro externo do rotor:

$$D_1 = \frac{\phi_1 \times \sqrt{H} \times \rho}{11,8 \times N_B} = \frac{1,1 \times \sqrt{135} \times 1025}{11,8 \times 400} = 2,943 \text{ m}$$

O diâmetro foi reduzido em 30 centímetros, o caudal mantido nos  $37,3 \text{ m}^3/\text{s}$ , o que representa um aumento velocidade de rotação do rotor de 333 rpm para 400 rpm. O equipamento será mais compacto, mais rotativo e mais económico na sua produção.

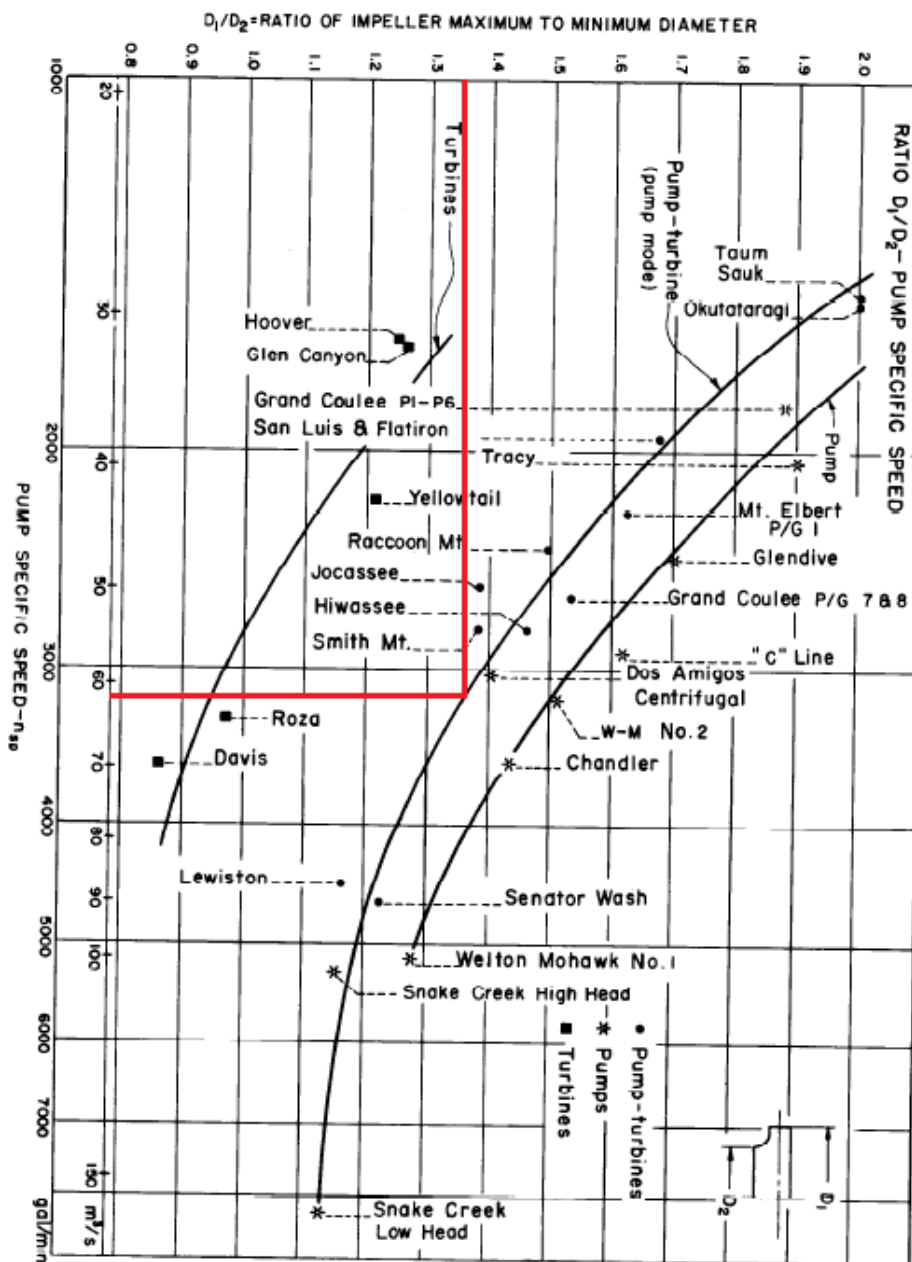


Figura 23 - Razão entre o diâmetro externo e interno ( $D_1/D_2$ ) em função da velocidade de rotação específica  $[(n)_{sp}]$ . Fonte “*Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics*” da United States Department of the Interior Bureau of Reclamation”

Na figura 23 é ilustrado o gráfico retirado da monografia ERPTC no qual é relacionada a velocidade de rotação específica com a razão de diâmetros externo e interno de vários equipamentos, incluindo turbinas reversíveis. Para uma velocidade específica de 61,68 corresponde uma turbina reversível com uma razão de diâmetros de  $\frac{D_1}{D_2}$  igual a 1,355. Desta forma o diâmetro interno é:

$$D_2 = \frac{D_1}{1,355} = \frac{2,943}{1,355} = 2,172 \text{ m} \quad (3.4.3)$$

É passível de ser observado na Fig. 23 que as características de uma turbina reversível se situam entre uma bomba pura e uma turbina pura. Sendo que ao dar prioridade ao funcionamento em modo de bomba, a linha característica das turbinas reversíveis se situa mais próximo da linha característica das bombas.

### 3.5 Altura da pá (à saída do rotor)

Na investigação da “United States Department of the Interior Bureau of Reclamation” (referência bibliográfica nº8) é feito o estudo da razão entre a altura da pá à saída do rotor e o diâmetro externo do mesmo, em função da velocidade de rotação específica de bombas, turbinas e turbinas reversíveis. A evolução desta tendência é semi-logarítima com uma relação bastante forte como se pode observar na figura 25.

A altura da pá vai ter impacto directamente na espessura das pás e na velocidade meridional à saída do rotor, como se poderá constatar nos subcapítulos seguintes. Na monografia “ERPTC” (referência bibliográfica nº8) a designação para a altura da pá é a letra “M”, mas por razões de consistência usar-se-á a letra “ $b_x$ ” com o índice 1 para a saída do rotor e o índice 2 para a entrada do rotor.

A figura 24 ilustra uma linha de tendência para turbinas, e outra linha de tendência para bombas e turbinas reversíveis a funcionar em modo de bomba. De acordo com uma velocidade de rotação específica de  $n_{sp}$  igual a 61,68 m<sup>3</sup>/s, retira-se o valor de 0,21 para a razão da altura da pá à saída do rotor com o diâmetro externo do mesmo.

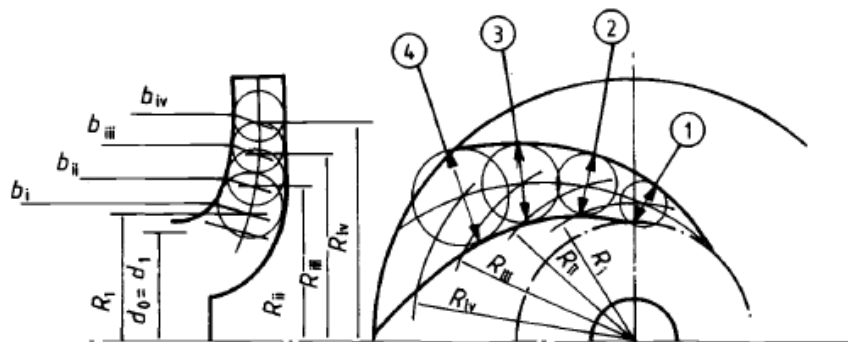


Figura 24 - Representação bidimensional da variação do raio e altura da pá no rotor de uma bomba. Fonte “Rotodynamic Pump Design” R. K. Turton

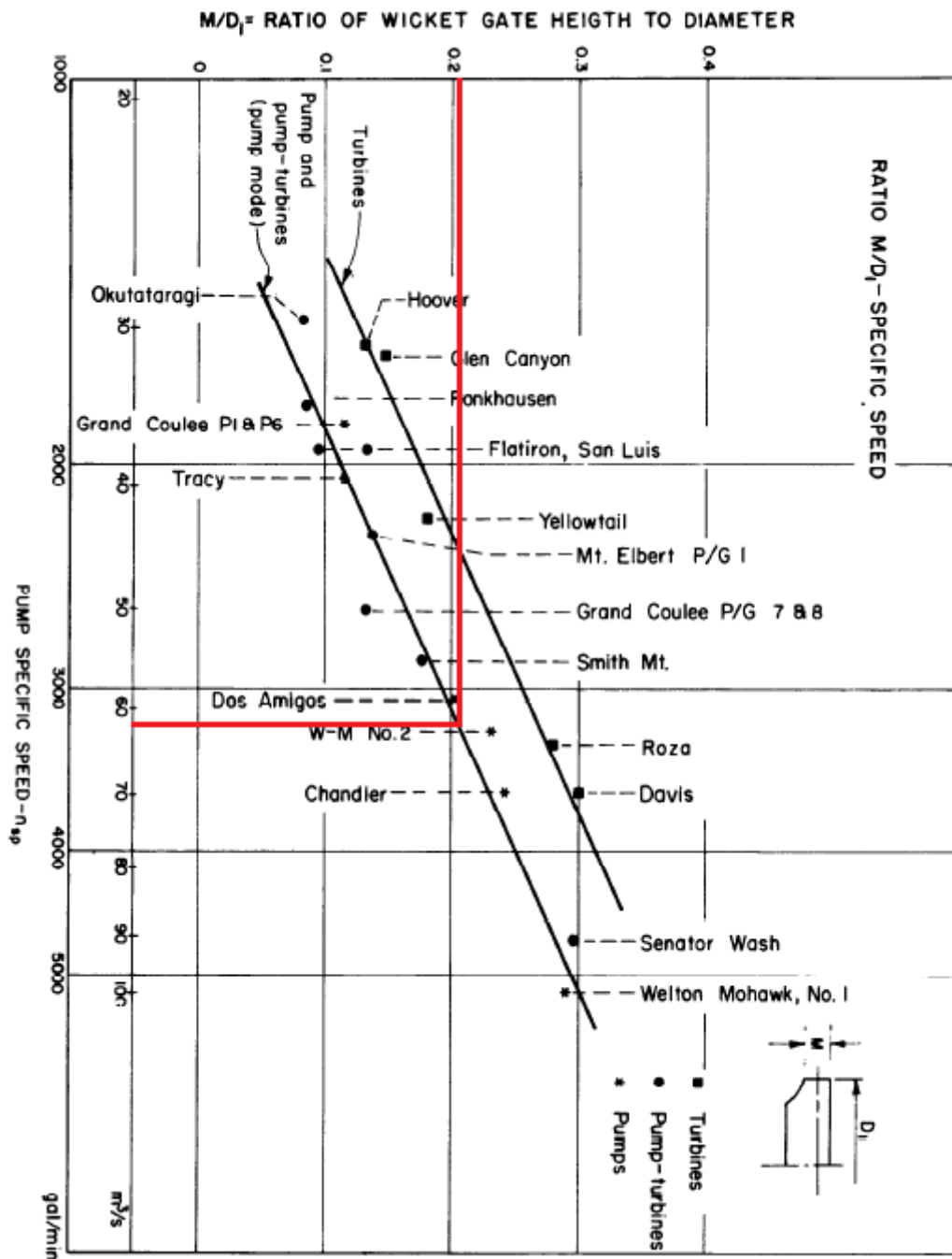


Figura 25 - Razão entre a altura da pá à saída do rotor e o diâmetro externo, em função da velocidade de rotação específica. Fonte: “Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics” da United States Department of the Interior Bureau of Reclamation”

Conhecendo os valores do rácio através da figura acima ilustrada e do diâmetro externo, a altura da pá  $b_1$  será dada pela equação:

$$b_1 = D_1 \times 0,21 = 2,943 \times 0,21 = 0,618 \text{ m} \quad (3.5.1)$$

A altura da pá à saída do rotor é de 0,618 metros segundo o método Norte-americano da estimativa das características de centrais de turbinas reversíveis (ver referência bibliográfica nº8).

### 3.6 Estator (com distribuidor)

Numa máquina hidráulica centrífuga o estator é a própria voluta. Sendo que em certos casos este sistema tem integrado um distribuidor para a regulação do caudal quando o equipamento está a operar em modo de turbina. Será esta a solução utilizada neste projecto, pois um dos objectivos é adaptar a potência debitada à medida que a carga flutua ao longo do dia. Para melhor entender as condições físicas que se dão dentro do estator é desenvolvido matematicamente às expressões empíricas.

Através do aumento de área na voluta do estator, o fluido de trabalho diminui a sua velocidade (equação da conservação da massa 3.6.1) que por sua vez provoca o aumento de pressão (estática). A temperatura e a entalpia de estagnação mantêm-se inalteradas, enquanto que a velocidade diminui e a pressão aumenta, para assim se verificar a conservação de energia 3.6.2.

$$\dot{m} = \rho_1 \times A_1 \times c_1 = \rho_2 \times A_2 \times c_2 \quad (3.6.1)$$

Onde  $\rho$  é a massa específica do fluido de trabalho,  $A$  representa a secção transversal, e  $c$  a velocidade do fluido. Em bombas e turbinas hidráulicas em utilização nas centrais hidroeléctricas, por norma o fluido não altera a massa específica, por esse motivo essa propriedade anula-se na equação acima ilustrada. A área de saída,  $A_2$ , é maior que a área de entrada,  $A_1$ . Logo pela conservação do caudal mássico, o termo da velocidade à saída terá que ser tantas vezes menor como maior for o aumento da área.

$$\dot{m} = A_1 \times c_1 = \uparrow A_2 \times \downarrow c_2$$

A pressão à saída do estator aumenta devido à diminuição da velocidade, que é comprovado através da equação da conservação da energia abaixo descrita:

$$q - W + \left( h_1 + \frac{c_1^2}{2} + g \times Z_1 \right) + \left( h_2 + \frac{c_2^2}{2} + g \times Z_2 \right) = 0 \quad (3.6.2)$$

No difusor em estudo não existem trocas de calor, nem adição ou subtracção de trabalho. Logo as componentes  $q$  e  $W$  serão nulas. A diferença de altura também não varia, sendo então a diferença da componente  $Z$  igual a 0. A equação da conservação da energia pode ser reduzida a:

$$dh = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (3.6.3)$$

Por outro lado também se sabe que a variação da entalpia pode ser:

$$dh = du + Pdv + vdP \quad (3.6.4)$$

Em que  $du$  é a variação da energia interna,  $Pdv$  a pressão vezes a variação do volume específico e  $vdP$  o volume específico vezes a variação da pressão. A variação da energia interna é nula pois o fluido não altera a sua temperatura. A segunda componente da equação também é nula porque o volume específico do fluido se mantém constante. O que deixa a equação com o seguinte aspecto:

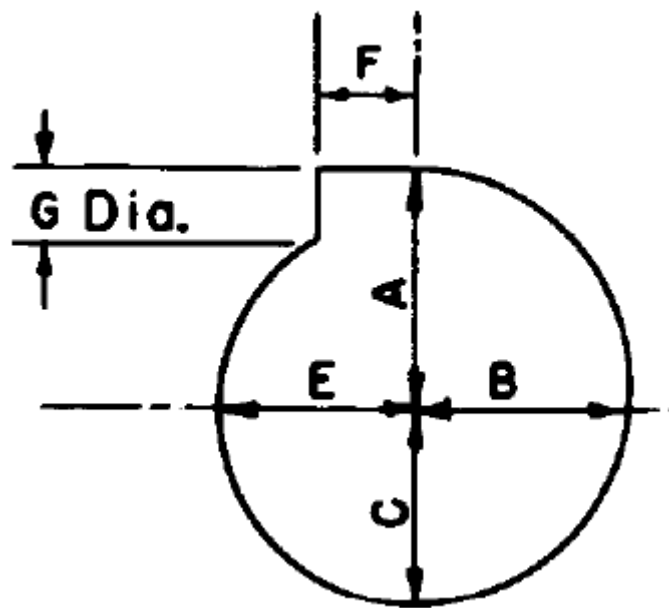
$$dh = v dP = v(P_2 - P_1)$$

Se se igualar as duas equações (3.6.3 e 3.6.4), que definem a entalpia num difusor, obtemos a equação 3.6.5.

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = v(P_2 - P_1) \quad (3.6.5)$$

Como se comprova na equação 3.6.5, a diminuição de velocidade provoca um aumento de pressão à saída da bomba.

Com a ajuda da monografia “ERPTC” (referência bibliográfica nº8), as dimensões físicas da voluta podem ser determinadas com base nas informações de centrais hidroeléctricas de turbinas reversíveis já existentes.



**Figura 26 - Modelo de voluta de uma turbina reversível. Fonte: “Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics” da United States Department of the Interior Bureau of Reclamation”**

A figura acima representada mostra o modelo de voluta para o seu cálculo aproximado, e é dividido em seis incógnitas (A, B, C, E, F e G Dia.).

As incógnitas A, B, C e E indicam os vários raios da secção circular. F parametriza a distância entre o centro da secção circular e o fim da voluta. Enquanto que G Dia. Indica o diâmetro da saída da voluta.

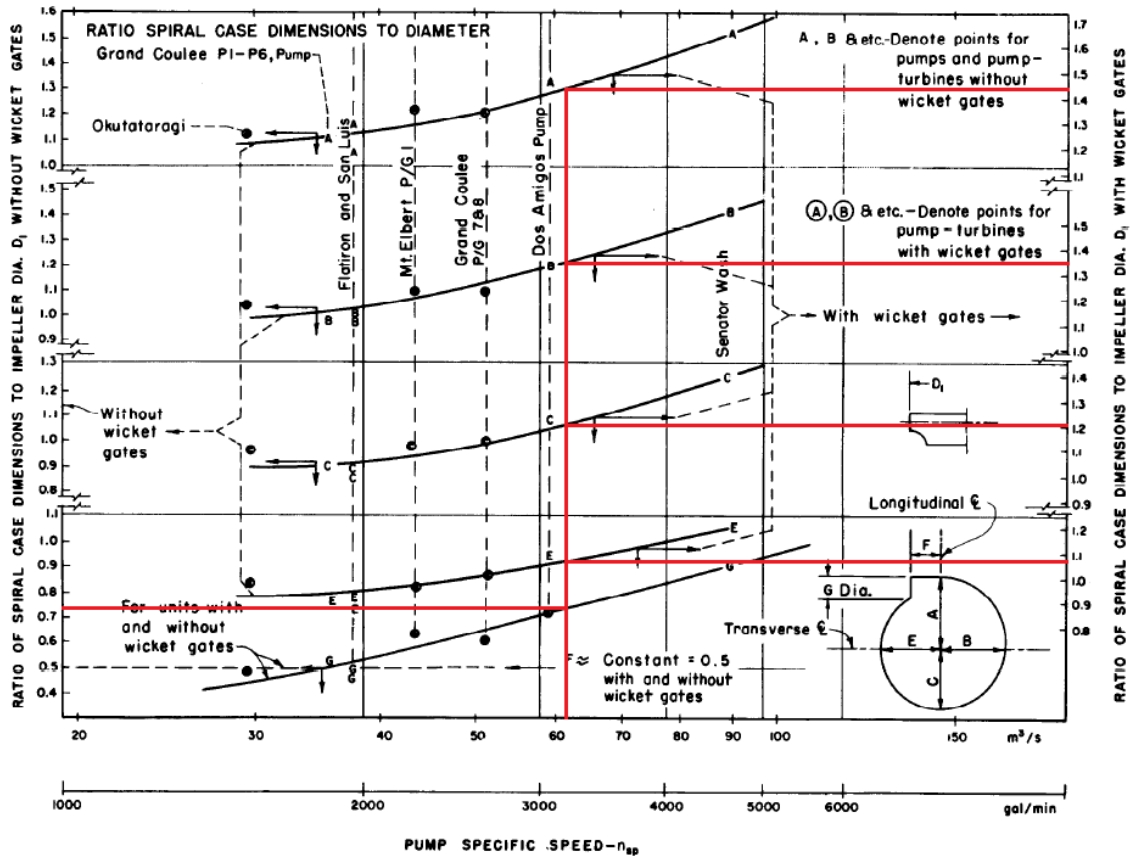


Figura 27 - Multiplicadores das dimensões de secções internas da voluta. Fonte: "Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics" da United States Department of the Interior Bureau of Reclamation"

Na figura 27 indicam-se os multiplicadores das dimensões das secções internas da voluta, onde do lado esquerdo os valores são válidos para volutas sem distribuidor, e do lado direito para as volutas com distribuidor. No entanto para a determinação do valor correspondente a G, será utilizado sempre o lado esquerdo da figura. F é constante em qualquer dimensionamento. Os valores destes multiplicadores serão, normalmente, multiplicados pelo diâmetro externo do rotor ( $D_1$ ) igual a 2,172 metros.

$$\left. \begin{array}{l} F = 0,5 \times D_1 \\ G = 0,745 \times D_1 \\ E = 1,085 \times D_1 \\ C = 1,215 \times D_1 \\ B = 1,35 \times D_1 \\ A = 1,45 \times D_1 \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} F = 1,472 \text{ m} \\ G = 2,193 \text{ m} \\ E = 3,193 \text{ m} \\ C = 3,576 \text{ m} \\ B = 3,973 \text{ m} \\ A = 4,267 \text{ m} \end{array} \right.$$

$$A + C = 7,843 \text{ m}$$

$$B + E = 7,166 \text{ m}$$

### 3.7 Velocidade específica (adimensional)

A maneira mais correcta de classificar uma máquina hidráulica é através de valores adimensionais, principalmente através da velocidade específica ( $\Omega_s$ ).

$$\Omega_s = \frac{\Omega \times \sqrt{Q}}{(g \times H)^{3/4}} \quad (3.7.1)$$

Com a velocidade  $\Omega$  em radianos por segundo, a velocidade específica vem separar as máquinas hidráulicas em classes. Todas as características físicas adjacentes ao projecto podem ser diferentes, mas se a velocidade específica for a mesma, então as máquinas pertencem à mesma família.

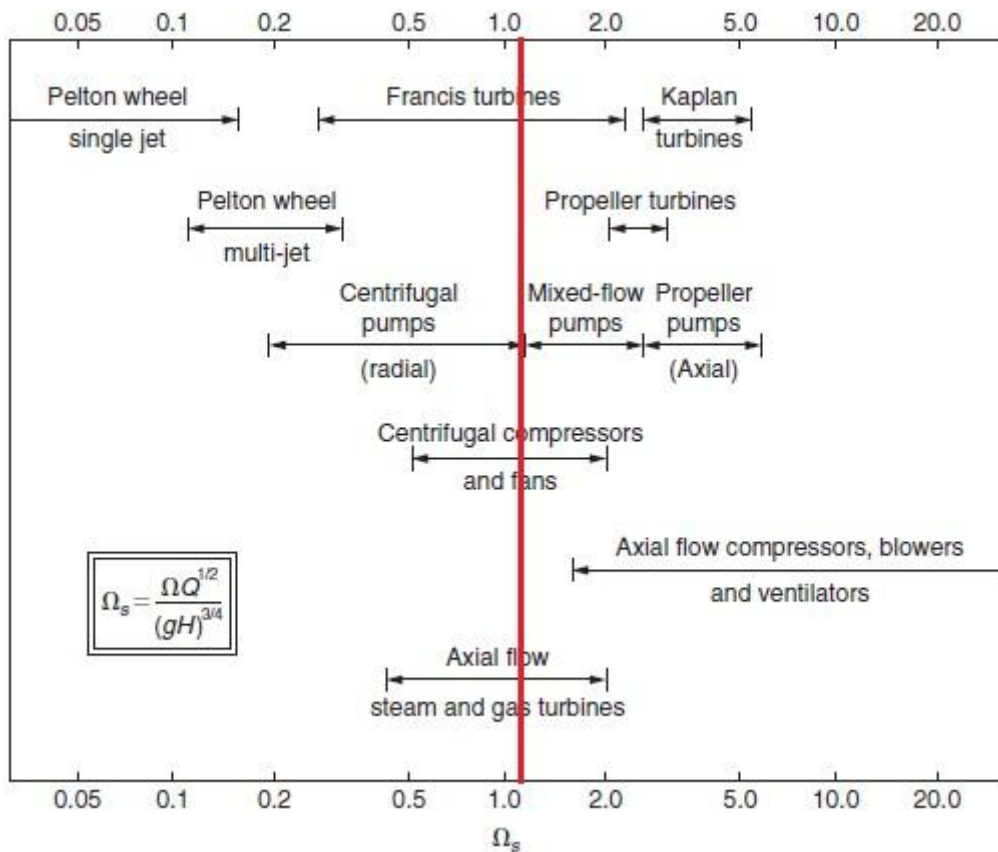


Figura 28 - Velocidade específica. Fonte: “*Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*” S. L. Dixon, and C. A. Hall, 2010

Esta separação permite definir o tipo de bomba ou turbina e prever o seu *design*. Conjuntamente com o coeficiente de altura de queda ( $\Psi$ ), coeficiente de caudal ( $\phi$ ), e o diâmetro específico ( $D_s$ ), analisado nos próximos parágrafos, pode-se caracterizar toda uma família de bombas ou turbinas hidráulicas.

A turbina reversível em estudo tem uma velocidade específica de  $\Omega_s = 1,17$ , através da equação 3.7.1, em modo de bomba. Este valor é bastante importante, porque como referido anteriormente irá definir a família deste equipamento enquanto bomba.

Após a pesquisa de características técnicas pode-se por exemplo observar que a turbina reversível, do Alqueva I, em modo de bomba não pertence à mesma família desta bomba ( $\Omega_s = 1,42$ ), mas que a turbina bomba em *Kruonis*, Lituânia em modo de bomba já pertence à mesma classe ( $\Omega_s = 1,20$ ).

Como se verá mais à frente, a velocidade específica é uma característica que é bastante útil para o *design* dos equipamentos principalmente para definir a melhor eficiência da máquina hidráulica.

### 3.8 Coeficiente de altura de queda e coeficiente de caudal

O coeficiente de altura de queda  $\Psi$  e o coeficiente de caudal  $\phi$  são outras duas características adimensionais que servem para definir diferentes famílias de equipamentos hidráulicos. Com estes valores fixos para cada modo de operação das máquinas é possível recorrer a ábacos e retirar valores ou noções essenciais ao *design* das mesmas máquinas. Estes ábacos desprezam o atrito, a cavitação e os efeitos de número de Reynolds.

Como se pode observar na figura 29, o tipo de máquina é definida pela velocidade específica, e a eficiência pelos outros coeficientes adimensionais.

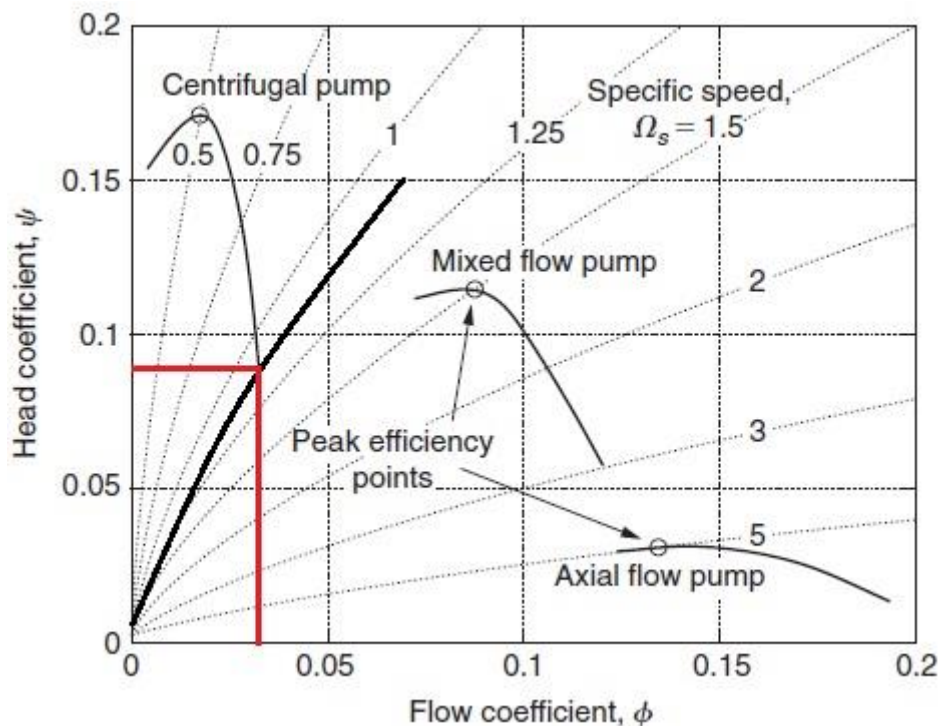


Figura 29 - Caracterização de bombas através da velocidade específica. Fonte: “*Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*” S. L. Dixon, and C. A. Hall, 2010

Dada as características da bomba a ser projectada o coeficiente de altura de queda é igual a  $\Psi = 0,087$  e o coeficiente de caudal é igual a  $\phi = 0,035$ .

Observando de novo a figura 29 pode-se tirar algumas ilações, mesmo que o nosso equipamento seja um compromisso entre uma bomba e uma turbina. Com uma velocidade específica de 1,17 a turbina bomba encontra-se num regime de *design* entre a bomba centrífuga e a bomba mista. Contudo, através do alto coeficiente de caudal para uma bomba centrífuga, o coeficiente de altura de queda é baixo. Isto afasta o equipamento da eficiência máxima como representado na figura. A razão para este fenómeno é a grande rotação da bomba em função da diminuição do seu tamanho.

Depreende-se da figura que, por norma, as bombas com maior velocidade específica e maior coeficiente de caudal são bombas axiais, enquanto a situação recíproca corresponde à família das bombas centrífugas.

O equipamento hidráulico em *Kruonis* em modo de bomba tem um coeficiente de caudal de  $\phi = 0,0011$  e um coeficiente de altura de queda de  $\Psi = 0,005$

### 3.9 Diâmetro específico

O parâmetro mais usado depois da velocidade específica é o Diâmetro específico,  $D_s$ . Da mesma forma que para a velocidade específica é eliminado o valor do diâmetro para retirar essa dependência, também para o diâmetro específico é eliminado o valor da rotação da roda.

As equações 3.9.1 e 3.9.2 representam as duas formas de calcular o diâmetro específico:

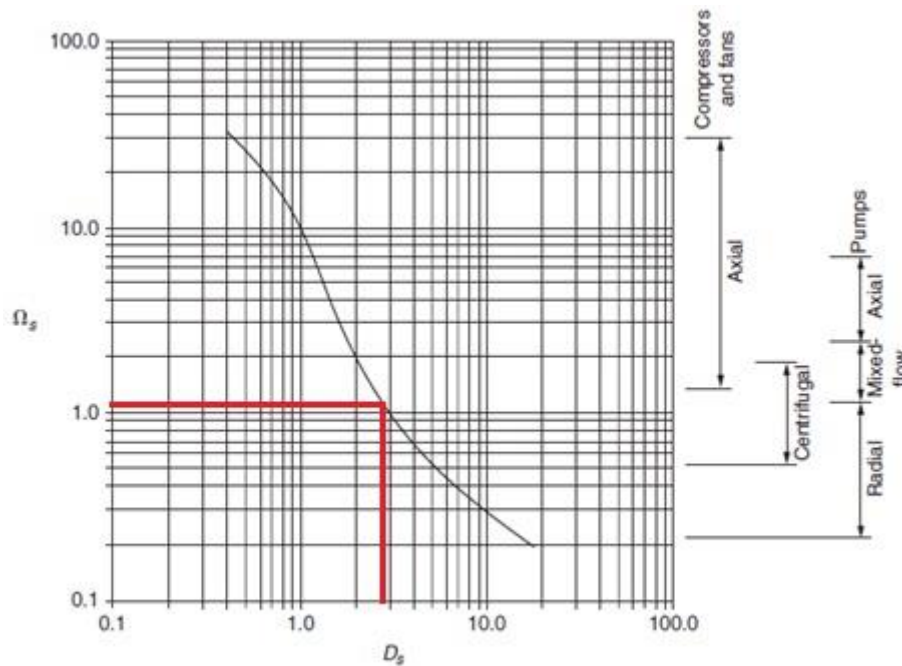
$$D_s = \frac{D(g \times H)^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (3.9.1)$$

$$D_s = \frac{\Psi^{1/4}}{\phi^{1/2}} \quad (3.9.2)$$

Para este projecto temos um diâmetro específico de 2,91. Em comparação com o projecto Lituano, este último tem um diâmetro específico de 2,59. Há alguma discrepância devido à diferente velocidade específica, mas esta não é muito significativa.

Em 1953 *Cordier* (ver referência bibliográfica nº 9) criou o diagrama de *Cordier*, que visa calcular, ainda que de uma forma menos rigorosa, o diâmetro de bombas e compressores. Para isso é apenas necessário conhecer a velocidade específica para se saber directamente o valor do diâmetro específico.

Depois de calcular graficamente o diâmetro específico, pode-se então calcular o diâmetro real da bomba ou compressor através da equação 3.9.1.



**Figura 30 - Diâmetro específico.** Fonte: “*Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*” S. L. Dixon, and C. A. Hall, 2010

No entanto não foi esse o método utilizado neste projecto. O diâmetro foi encontrado de acordo com o método americano da ERPTC (referência bibliográfica nº8), mas o diagrama de *Cordier* pode ser útil para confirmar os resultados.

Ao traçar uma linha coincidente ao valor de velocidade específica correspondente a 1,17 e ir de encontro à linha característica do gráfico, verificamos que o diâmetro específico se situará entre os 2,85 e 2,93. Um valor muito semelhante aos 2,91 calculados anteriormente através da equação 3.9.1.

### 3.10 Velocidade periférica à saída do rotor

A velocidade periférica à saída do rotor ( $U_2$ ) obtém-se através da expressão 3.10.1, na qual  $D_2$  é o diâmetro à saída do rotor.

$$U_2 = \frac{\omega \times D_2}{2} = \frac{\frac{RPM \times \pi}{30} \times D_2}{2} \quad (3.10.1)$$

O valor da velocidade periférica à saída do rotor é de 61,64  $m/s$ .

### 3.11 Velocidade periférica à entrada do rotor

Da forma análoga a velocidade periférica à entrada do rotor é obtida através da seguinte expressão 3.11.1, em que  $D_1$  é o diâmetro à entrada do rotor:

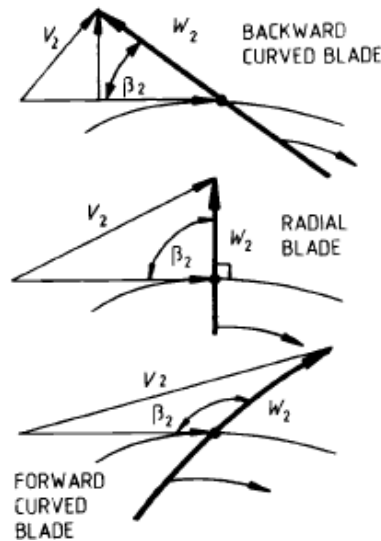
$$U_1 = \frac{\omega \times D_1}{2} = \frac{\frac{RPM \times \pi}{30} \times D_1}{2} \quad (3.11.1)$$

A velocidade periférica na secção de entrada do rotor é 45,5 m/s.

### 3.12 Ângulo de saída da velocidade relativa

O ângulo  $\beta'_2$  é o ângulo ideal e um dos mais importantes parâmetros de um projecto de uma bomba porque representa uma característica real em termos de concepção, não teórico, e define vários outros factores como o número de pás, a velocidade relativa à saída do rotor, entre outros.

Na realidade o ângulo  $\beta'_2$  é o verdadeiro ângulo das pás do rotor, embora na prática o fluido não vai sair da roda com esse ângulo relativo. Uma das razões para que o ângulo de saída real do escoamento relativo seja diferente é o factor de escorregamento que será mais tarde abordado.



**Figura 31 - Diferentes inclinações da pá do rotor. Fonte “Rotodynamic Pump Design” R. K. Turton**  
Por norma o ângulo  $\beta'_2$  toma um valor abaixo dos  $90^\circ$  de modo a haver menores perdas, ou seja, bombas com maior rendimento. Estas pás são designadas por “pás curvadas para trás”. As “pás rectas” fazem um ângulo  $\beta'_2$  de  $90^\circ$  e as “pás curvadas para frente” têm um  $\beta'_2$  maior que  $90^\circ$ .

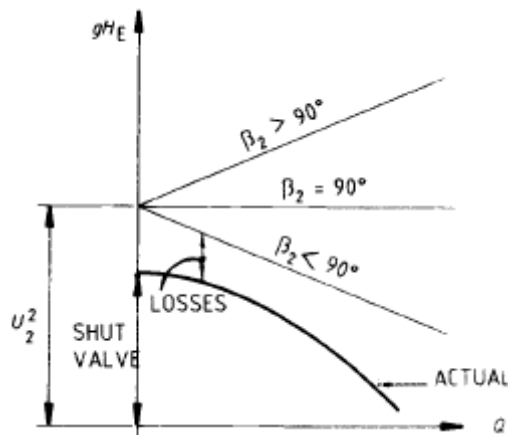


Figura 32 – Ângulo  $\beta'_2$  e as perdas, em função do caudal. Fonte “*Rotodynamic Pump Design*” R. K. Turton”

Por si só o ângulo  $\beta'_2$  sendo menor que  $90^\circ$  já é uma vantagem em relação às perdas, mas quanto maior for o caudal que atravessa a bomba, menor são as perdas comparativamente com bombas de pás rectas e curvadas para frente.

Para ângulos de  $\beta'_2$  maiores que  $90^\circ$ , a bomba alcança maior gama de potência, mas para que isso aconteça a sua capacidade de bombear mais fluido vai diminuindo. O contrário acontece para ângulos menores que  $90^\circ$ .

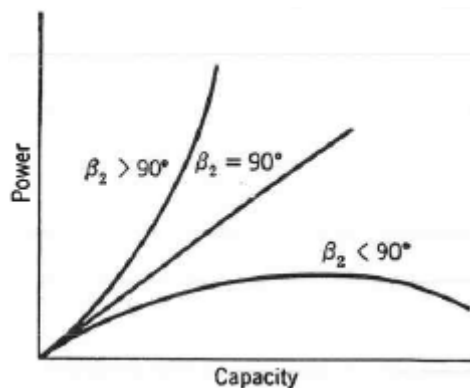


Figura 33 - Capacidade vs. Potência para diferentes valores de  $\beta'_2$ . Fonte: “*Centrifugal and axial flow pumps, theory, design and application*”, A. J. Stepanoff, PhD

Segundo Stepanoff (ver bibliografia nº9) o ângulo de saída do escoamento relativo recomendado situa-se entre os  $15^\circ$  e  $35^\circ$ , mas por norma a maioria está numa gama mais restrita entre  $20^\circ$  e  $25^\circ$ .

Embora seja maior o número de pás quanto maior for o ângulo  $\beta'_2$ , o valor escolhido para este ângulo é de  $30^\circ$ . Devido ao compromisso entre bomba e turbina, este valor terá que ser ligeiramente maior que o valor médio de  $22,5^\circ$ , segundo a bibliografia ERPTC (referência bibliográfica nº8).

### 3.13 Número de pás

O número adequado de pás a ser utilizado numa bomba ou turbina hidráulica já é estudado há muito tempo pelos engenheiros. Em 1961 por Pfleiderer e em 1976 por Stepannof (referência bibliográfica nº 9).

Segundo Pfleiderer (referência bibliográfica nº 9), e depois validado por Valey (referência bibliográfica nº 9), o número de pás ( $Z$ ) para uma bomba é obtido através da sua equação:

$$Z = 6,5 \times \left( \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \times \sin \beta_m \quad (3.13.1)$$

Em que  $\beta_m$  é a média entre  $\beta_1$  e  $\beta_2$ . Sendo que  $\beta_1$  depende do triângulo de velocidades à entrada do rotor, e que  $\beta_2$  é um valor atribuído.

Pfleiderer defende que para equipamentos dotados de pás curvadas para trás, o ângulo de saída  $\beta_2$  deverá balizar-se entre os 15° e 35°, sendo atribuídos menores ângulos às máquinas com menores velocidades específicas. Quanto menor o ângulo, menor será o número de pás. Segundo Varley (ver referência bibliográfica nº 9) o número de pás deve situar-se entre as 5 e 7, uma vez que para um grande número de pás a bomba não atinge a altura de elevação máxima e para um número reduzido de pás o escoamento sofre de instabilidade a baixo caudal.

Stepanof desenvolve um método mais simples destinado a determinar o valor do número de pás, bastando dividir o valor do ângulo de saída da velocidade relativa por 3.

$$Z = \frac{\beta'_2}{3} = \frac{30}{3} = 10 \quad (3.13.2)$$

### 3.14 Factor de escorregamento

O escoamento nas pás de uma bomba é um escoamento complexo e tridimensional. A alta rotação, a diferença de pressões e as características físicas da bomba faz com que o perfil de escoamento sofra alterações em relação às condições previstas, especialmente à saída do rotor.

O ângulo da velocidade relativa, a velocidade absoluta (componente radial) e a velocidade relativa (componente tangencial) não serão as que decorrem do triângulo de Euler. Como ilustra a figura 34, o ângulo do escoamento relativo é menor devido ao efeito do escorregamento, a velocidade absoluta é menor e a velocidade relativa é maior comparativamente às previsões teóricas. Um dos objectivos de um projectista é maximizar esse valor de escorregamento para valores próximos de 1.

Basicamente o factor de escorregamento é o quociente entre a diferença do valor real da componente periférica da velocidade absoluta à saída do rotor e a componente periférica teórica da velocidade absoluta:

$$\sigma = \frac{c_{u2}}{c'_{u2}} \quad (3.14.1)$$

Muitos autores, como Stanitz, Pfleiderer, Weisener entre outros já desenvolveram no passado métodos para encontrar o verdadeiro valor do factor de escorregamento.

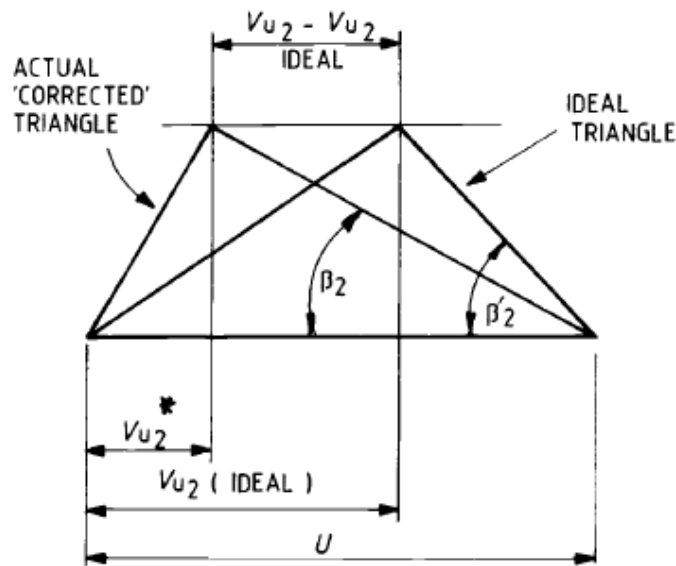


Figura 34 - Factor de escorregamento demonstrado no triângulo de velocidades . Fonte  
 “Rotodynamic Pump Design” R. K. Turton

Segundo Stanitz para bombas radiais o factor de escorregamento é calculado da seguinte forma:

$$\sigma = 1 - \frac{0,63 \times \pi}{Z} = 0,80 \quad (3.14.2)$$

Assim sendo o factor de escorregamento calculado através do método de Stanitz, seria 0,80.

Se se recorrer ao método de Weisener o factor de escorregamento será:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \times \sin \beta'_2}{Z} = 0,84 \quad (3.14.3)$$

A escolha recai sobre o valor calculado através do método de Weisener porque é uma análise mais recente, embora tenha raízes nos métodos de Busseman (1928) e depois no de Wislicenus (1965) (referência bibliográfica nº 10).

### 3.15 Velocidade absoluta à saída do rotor (teórica)

No seguimento do dimensionamento da turbina reversível através do método da ERPTC (referência bibliográfica nº 9), sabemos que a relação entre a velocidade periférica do rotor e a velocidade absoluta real do fluido de trabalho à saída do rotor é  $\phi_1$  e igual a 1,11 (retirado da bibliografia ERPTC) para uma velocidade específica de 1,17.

Já conhecida a velocidade periférica à saída do rotor, é agora possível calcular a velocidade absoluta:

$$\phi_1 = \frac{U_2}{C'_2} \quad (3.15.1)$$

$$C'_2 = \frac{61,64}{1,11} = 55,53 \text{ m/s}$$

Contudo devido ao erro inerente na escolha do coeficiente através da figura, o verdadeiro valor de  $C'_2$  é calculado através do triângulo de velocidades. O seu valor real é  $49,9 \text{ m/s}$ .

### 3.16 Rendimento volumétrico e o caudal real

As bombas e turbinas hidráulicas não têm rendimento volumétrico unitário devido às fugas de fluido de trabalho, que podem ter as suas origens na voluta ou no rotor. Quanto menor a rotação específica do motor, maior é a fuga.

Segundo o Khetagurov em *Marine Auxiliary Machinery and Systems* (ver referência bibliográfica nº 13), para bombas com velocidade específica entre 0,8 e 1,1 a gama correspondente ao seu rendimento volumétrico está compreendido entre 98% e 99,5%.

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v} \quad (3.16.1)$$

$$Q' = \frac{37,3}{0,995} = 37,49 \text{ m}^3/\text{s}$$

Sendo  $Q$  o caudal teórico,  $\eta_v$  o rendimento volumétrico, o verdadeiro valor do caudal que atravessa a roda será  $Q'$  igual a  $37,49 \text{ m}^3/\text{s}$ .

### 3.17 Velocidade meridional à saída do rotor

A velocidade meridional é um dos valores mais importantes no projecto de dimensionamento de bombas porque está directamente ligado ao caudal e à espessura das pás.

Em algumas referências bibliográficas incluindo o ERPTC (referência bibliográfica nº 8) há uma classificação dos equipamentos hidráulicos com base no quociente adimensional entre a velocidade meridional e a velocidade absoluta. Este quociente denomina-se por  $C_r$  e é descrito no ERPTC (referência bibliográfica nº 8) como:

$$C_r = \frac{0,0718 \times Q'}{D_2 \times b \times H^{1/2}} \quad (3.17.1)$$

$$C_r = \frac{0,0718 \times 37,49}{2,943 \times 0,618 \times 135^{1/2}} = 0,127$$

Já se calculou o valor da velocidade absoluta teórica à saída do rotor e o valor adimensional de  $C_r$ , logo é possível encontrar a velocidade meridional:

$$C_r = \frac{C_{m2}}{C_2'} \quad (3.17.2)$$

$$C_{m2} = C_r \times C_2' = 0,127 \times 55,53$$

$$C_{m2} = 7,05 \text{ m/s}$$

### 3.18 Espessura das pás

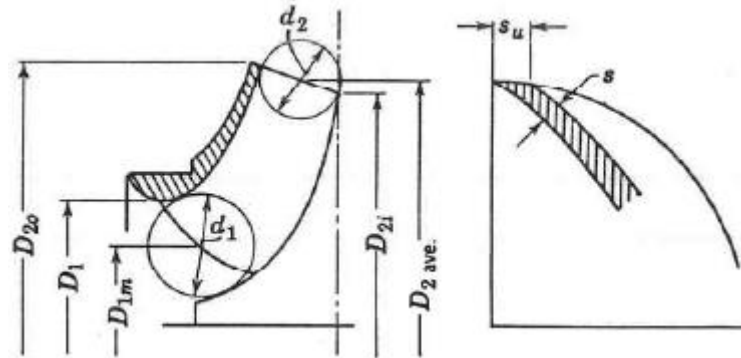


Figura 35 - Espessura da pá. Fonte: “Centrifugal and axial flow pumps, theory, design and application”, A. J. Stepanoff, PhD

A espessura das pás tem um papel fundamental porque é nessa superfície que o fluido vai exercer toda a sua força centrífuga. A espessura da pá está directamente ligada às outras características da bomba como o caudal e número de pás.

A espessura ideal seria, seria em teoria o mínimo possível, mas fisicamente é impossível devido às forças exercidas pelo fluido de trabalho.

Basicamente sabe-se que o caudal é a multiplicação da velocidade meridional pela área de passagem:

$$Q' = C_{m2} \times A_2 \quad (3.18.1)$$

Em que  $A_2$  é a área saída da bomba. Assim sendo e desenvolvendo a equação, temos a seguinte analogia:

$$Q' = C_{m2} \times (D_2\pi - Z \times S_u)b_2$$

Onde  $S_u$  é a espessura das pás.

$$37,49 = 7,05 \times (2,943\pi - 10 \times S_u)0,618$$

$$S_u = 6,4 \text{ cm}$$

### 3.19 Velocidade meridional à entrada do rotor

Para o cálculo da velocidade meridional é necessário recorrer mais uma vez a valores adimensionais que relacionam a velocidade meridional e a altura de queda. Na figura 36 está representado um gráfico onde se pode constatar os valores adimensionais para uma bomba típica. Neste caso o valor a retirar será o  $K_{m1}$  para posteriormente calcular a velocidade meridional à entrada do rotor.

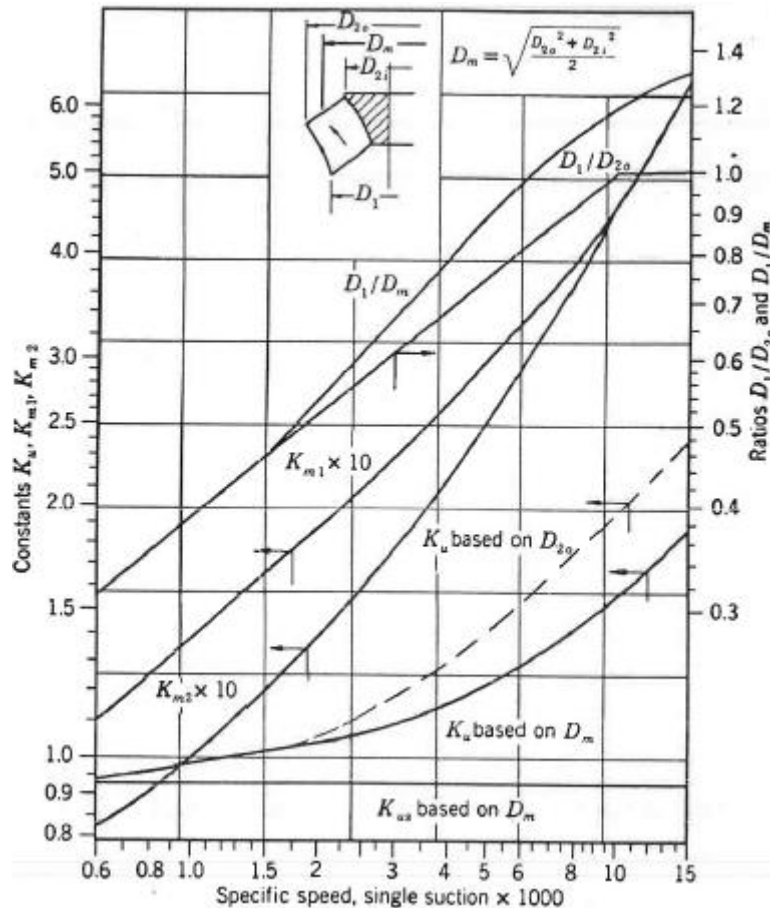


Figura 36 - Constantes no dimensionamento do rotor. Fonte: “Centrifugal and axial flow pumps, theory, design and application”, A. J. Stepanoff, PhD

O valor da velocidade específica, calculado de acordo com o método Norte-americano, é de 3200, que corresponde a um  $K_{m1}$  de 0,235.

É agora possível calcular a velocidade meridional recorrendo à equação transcrita da bibliografia de Stepanoff (referência bibliográfica nº 9) e antes mencionada:

$$K_{m1} = \frac{C_{m1}}{\sqrt{2gH}} \quad (3.19.1)$$

$$C_{m1} = K_{m1} \times \sqrt{2gH} = 0,235 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times 135}$$

$$C_{m1} = 12,09 \text{ /s}$$

Por não existir pré-rotação (*swirl*) na boca de aspiração da bomba, a velocidade absoluta à entrada terá o mesmo valor que a sua componente meridional, ou seja  $C_1 = C_{m1} = 12,09 \text{ m/s}$ .

### 3.20 Ângulo da velocidade relativa à entrada do rotor

Como foi mencionado no parágrafo anterior, não há uma pré-rotação do escoamento à entrada do rotor, o que obriga o fluido a entrar na boca de aspiração com um ângulo de  $90^\circ$  em relação à velocidade absoluta (igual à sua componente meridional), pelo que o ângulo da velocidade relativa será determinado por:

$$\beta'_1 = \tan^{-1} \frac{C_{m1}}{U_1} \quad (3.20.1)$$

$$\beta'_1 = \tan^{-1} \frac{12,09}{45,5} = 14,89^\circ$$

Segundo Lazarkiewicz (ver referência bibliográfica nº 9) ao ângulo da velocidade relativa à entrada do rotor anteriormente calculado ter-se-á que adicionar de  $2^\circ$  a  $6^\circ$  sendo que os maiores ângulos são aconselhados para as bombas com maior rácio entre o diâmetro à entrada e à saída do rotor, que é o caso deste projecto. O valor de  $\beta'_1$  vai assumir o ângulo de:

$$\beta'_1 = 20,9^\circ$$

### 3.21 Ângulo da velocidade absoluta à saída do rotor

Para o calculo deste ângulo é necessário em primeiro lugar descobrir a componente teórica periférica da velocidade absoluta à saída, o  $C'_{u2}$ :

$$\tan \beta'_2 = \frac{C_{m2}}{U_2 - C'_{u2}} \quad (3.21.1)$$

$$C'_{u2} = 49,43 \text{ m/s}$$

Conhecendo esta componente já será possível obter o valor do ângulo da velocidade absoluta à saída do rotor:

$$\alpha'_2 = \tan^{-1} \frac{C_{m2}}{C'_{u2}} \quad (3.21.2)$$

$$\alpha'_2 = \tan^{-1} \frac{7,05}{49,43} = 8,12^\circ$$

### 3.22 Velocidade relativa à saída do rotor

A velocidade relativa escoamento à saída do rotor é obtida através do triângulo de velocidades e do teorema de Pitágoras. Sabe-se a componente periférica e a componente meridional da velocidade absoluta, o que permite chegar a:

$$W'_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + (U_2 - C'_{u2})^2} \quad (3.22.1)$$

$$W'_2 = \sqrt{7,05^2 + (61,64 - 49,43)^2} = 14,1 \text{ /s}$$

### 3.23 Resumo de resultados

Na tabela abaixo indicada encontra-se o resumo de todos os valores empíricos calculados até ao momento.

**Tabela 16 - Resumo dos valores resultantes de cálculos empíricos**

|             |                              |
|-------------|------------------------------|
| $Q_B$       | $37,3 \text{ m}^3/\text{s}$  |
| $Q_T$       | $44,4 \text{ m}^3/\text{s}$  |
| $N_B$       | $400 \text{ rpm}$            |
| $n_{sp}$    | $61,68 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| $\phi_1$    | $1,075$                      |
| $D_1$       | $2,943 \text{ m}$            |
| $D_2$       | $2,172 \text{ m}$            |
| $b_1$       | $0,618 \text{ m}$            |
| $\Omega_s$  | $1,17$                       |
| $\Psi$      | $0,087$                      |
| $\phi$      | $0,035$                      |
| $D_s$       | $2,91$                       |
| $U_2$       | $61,64 \text{ m/s}$          |
| $U_1$       | $45,5 \text{ m/s}$           |
| $\beta'_2$  | $30^\circ$                   |
| $Z$         | $10$                         |
| $\sigma$    | $0,84$                       |
| $C'_2$      | $49,9 \text{ m/s}$           |
| $Q'$        | $37,49 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| $C_r$       | $0,127$                      |
| $C_{m2}$    | $7,05 \text{ m/s}$           |
| $S_u$       | $6,4 \text{ cm}$             |
| $K_{m1}$    | $0,235$                      |
| $C_{m1}$    | $12,09 \text{ m/s}$          |
| $C_1$       | $12,09 \text{ m/s}$          |
| $\beta'_1$  | $20,9^\circ$                 |
| $C'_{u2}$   | $49,43 \text{ m/s}$          |
| $\alpha'_2$ | $8,12^\circ$                 |
| $W'_2$      | $14,1 \text{ m/s}$           |
| $W_2$       | $21,32 \text{ m/s}_2$        |
| $\alpha_2$  | $9,64^\circ$                 |
| $\beta_1$   | $15^\circ$                   |
| $C_{u2}$    | $41,52 \text{ m/s}$          |
| $C_2$       | $42,1 \text{ m/s}$           |



## Capítulo 4 – Simulação da Turbina-Bomba no Software de *design* (CFTurbo)

Após efectuado os cálculos empíricos é necessário confirmar os resultados através de um *Software* (CFTurbo) para de certa forma validar os números alcançados, de modo a que estes estejam o mais próximo possível da realidade.

De um leque de *Software* disponíveis a escolha recaiu sobre o *CFTurbo* devido à facilidade de manuseamento e dos seus resultados viáveis comprovados no mercado. Este é um *Software* Alemão que é largamente usado para o *Design* de protótipos de bombas, ventiladores, compressores, entre outros tipos de equipamentos da mesma classe.

O *CFTurbo* permite-nos desenhar passo a passo todos os detalhes de uma bomba, como é objectivo deste trabalho. Utiliza os métodos de cálculos mais consensuais e fidedignos, baseando-se na experiência da empresa nos longos anos de modelação de máquinas hidráulicas.

Através de diversas etapas, o programa permite-nos introduzir parâmetros de *design* em modo sequencial pois de alguns cálculos de dimensionamento dependem outros. Será necessário iniciar o dimensionamento pelo Rotor, seguida do Estator e então a voluta. No caso deste trabalho também é adicionado um distribuidor, que será denominado como estator número 2.

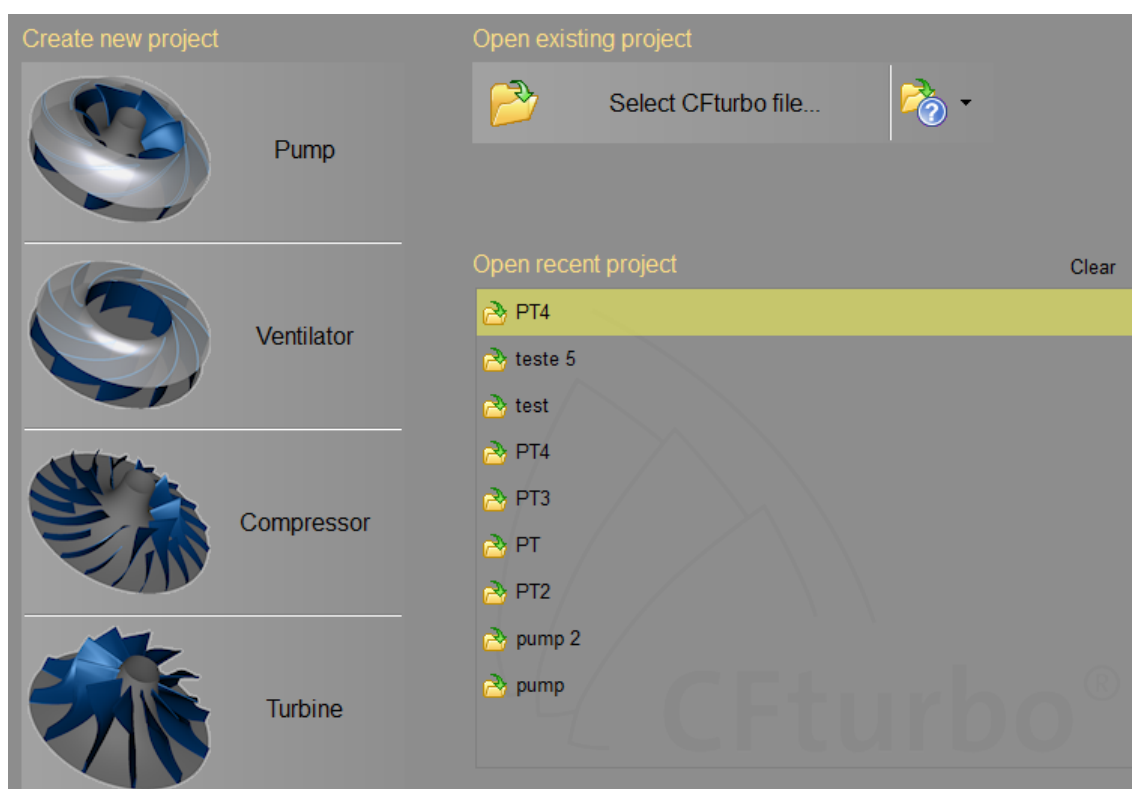


Figura 37 - *CFTurbo*, escolha do equipamento hidráulico

#### 4.1 Parâmetros iniciais

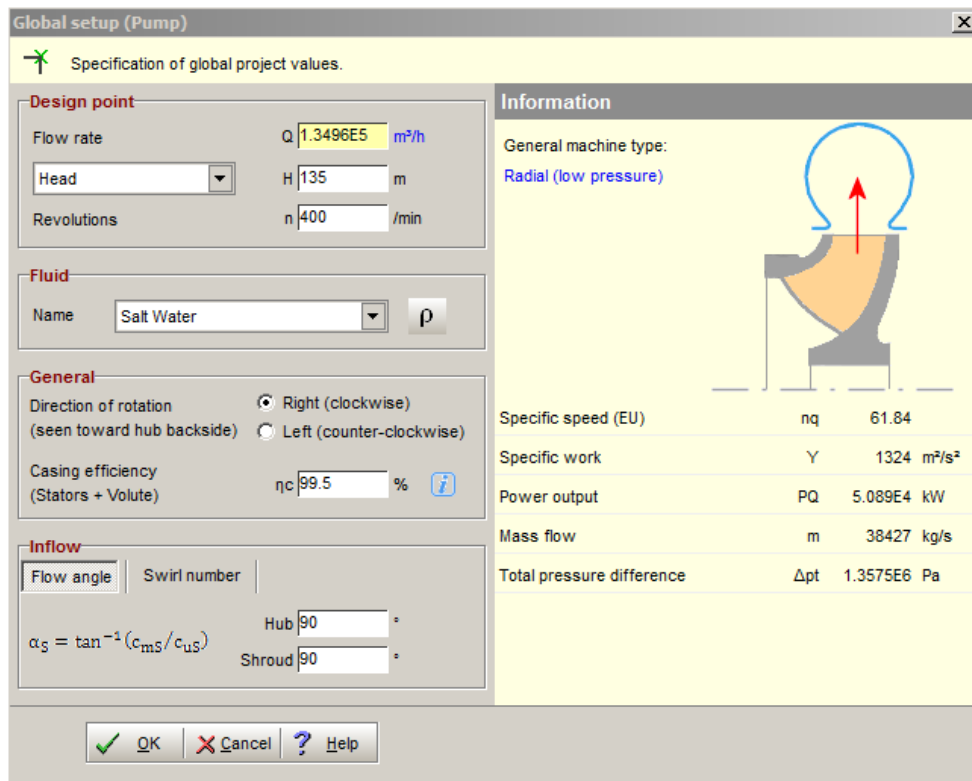
O primeiro passo no dimensionamento da Turbina-Bomba no *CFTurbo*, depois de escolher o modo Bomba, é a introdução das constantes pré-definidas no projecto.

*Design point e Fluid* - O caudal é  $37,3 \text{ m}^3/\text{h}$  ou  $1,3496 \text{ m}^3/\text{h}$ , altura de queda de  $135 \text{ m}$ , rotação  $n = 400 \text{ rpm}$  e a massa específica da água salgada de  $\rho = 1025 \text{ kg}/\text{m}^3$ . *General* - Assumiu-se um rendimento global da voluta e do estator de  $99,5\%$  devido a poucas perdas nos componentes não rotativos do equipamento. *Inflow* – como referido no capítulo anterior não haverá pré-rotação do fluido à entrada do rotor, sendo o ângulo de entrada  $\alpha_1$  igual a  $90^\circ$ .

Pelas características introduzidas, o programa classificou a Bomba como sendo uma máquina radial de baixa pressão. Calculou-se os valores que podem ser observados na tabela 17, e que são comparados com os valores empíricos na seguinte tabela:

**Tabela 17 - Tabela de comparação de valores iniciais**

| Designação             | Cálculo manual                        | Software                              |
|------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| Velocidade específica  | $n_{sp} = 61,68$                      | $nq = 61,84$                          |
| Trabalho específico    | -                                     | $Y = 1324 \text{ m}^2/\text{s}^2$     |
| Potência hidráulica    | $PQ = 50,6 \text{ MW}$                | $PQ = 50,89 \text{ MW}$               |
| Caudal mássico         | $\dot{m} = 38233 \text{ kg}/\text{s}$ | $\dot{m} = 38427 \text{ kg}/\text{s}$ |
| Diferencial de pressão | -                                     | $\Delta p_t = 1,3575 \text{ MPa}$     |



**Figura 38 - Condições de projecto**

## 4.2 Rotor

Ainda a introduzir os parâmetros, mas agora do Rotor, o ângulo de entrada tem  $21^\circ$ , o diâmetro específico é 2,91 e a razão entre a altura da pá à saída e o diâmetro exterior do rotor tem o valor de 0,21.

No separador *Efficiencies* (figura 39) adoptaram-se os valores sugeridos pelo *Software* por serem próximos dos valores de eficiência anteriormente definidos nos cálculos manuais. Rendimento volumétrico  $\eta_v$  igual a 99,3% e o rendimento hidráulico  $\eta_h$  igual e 94,9%.

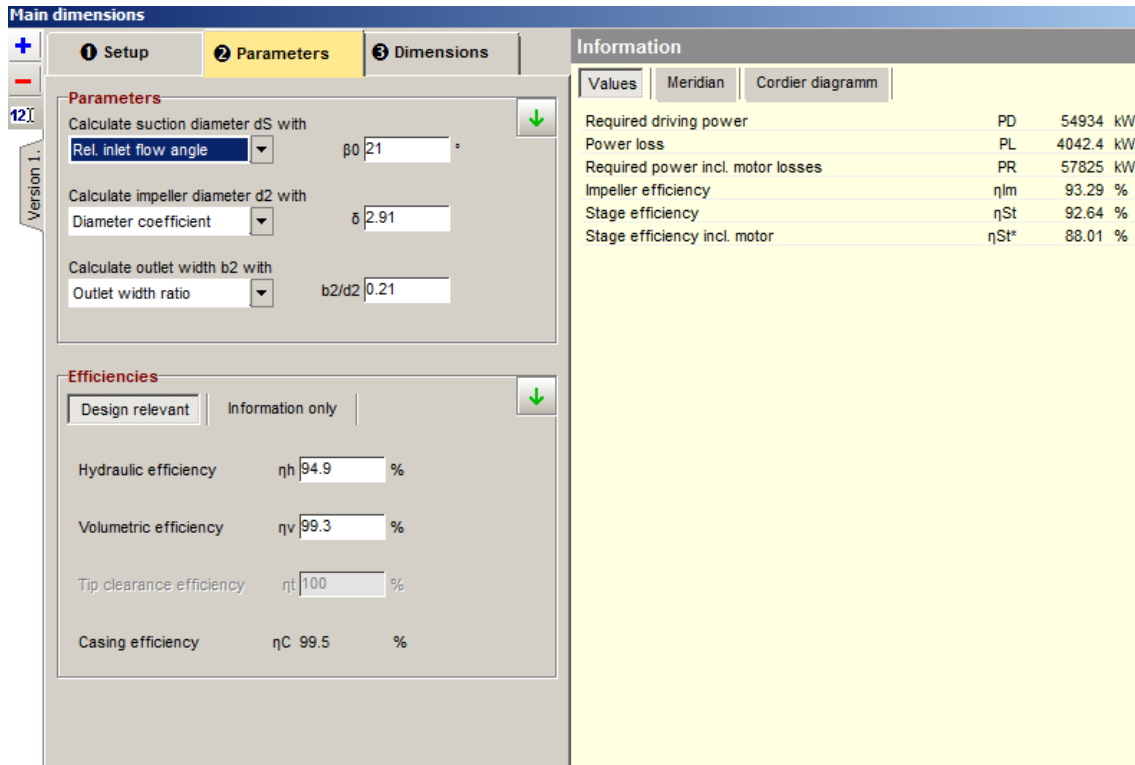


Figura 39 - Rotor: parâmetros iniciais

Com os valores introduzidos no *CFTurbo*, o programa dá-nos os resultados apresentados na tabela:

Tabela 18 - Rotor: Potências e rendimentos

| Designação  | Software                |
|---|-------------------------|
| Potência no veio                                    | $PD = 54,93 \text{ MW}$ |
| Perdas de Potência                                  | $PL = 4,04 \text{ MW}$  |
| Potência, incluindo perdas                          | $PR = 57825 \text{ MW}$ |
| Rendimento do Rotor                                 | $\eta_m = 93,29\%$      |
| Rendimento do 1º estágio                            | $\eta_{St} = 92,64\%$   |
| Rendimento do 1º estágio, incluindo perdas no motor | $\eta_{St*} = 88,01\%$  |

O valor do rendimento da bomba no primeiro e único estágio, em perdas, é de 92,64% no *Software*, e em cálculos manuais esse parâmetro assume o valor de 92,1%. Não resulta claro se aquando do cálculo do rendimento global da bomba os valores de rendimento considerados pelas turbinas reversíveis incluem perdas no motor, sendo neste caso a base de comparação 88,01% fornecido pelo *Software*.

A potência no veio, sem perdas, está próxima dos valores considerados *a priori*, de 55 MW. Contudo com as perdas hidráulicas, mecânicas, volumétricas e eléctricas, a potência requerida à rede aumenta para aproximadamente 58 MW.

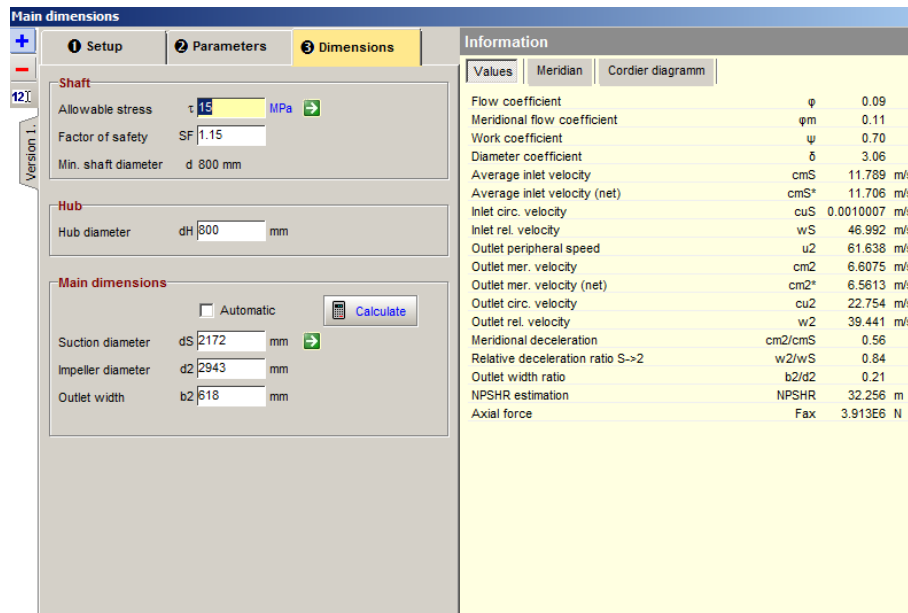
Ainda introduzindo os valores calculados no capítulo 3, o *Software* requer informações mecânicas sobre o veio, o factor de segurança o diâmetro do veio, os diâmetros e a altura de pá. Os valores adoptados são os representados na figura abaixo.

Encontra-se na tabela 19 a comparação das principais características entre a Bomba projectada com recurso à metodologia descrita no capítulo 3 e as características que o programa calcula.

**Tabela 19 - Rotor, coeficiente de caudal e diâmetro específico**

| Designação            | Cálculos Empíricos | <i>Software</i>  | Diferença, % |
|-----------------------|--------------------|------------------|--------------|
| Coeficiente de caudal | $\Psi = 0,087$     | $\varphi = 0,09$ | -3,45        |
| Diâmetro específico   | $D_s = 2,91$       | $\delta = 3,06$  | -5,15        |

Dos valores que se encontram na figura 40 não podem ser neste momento comparados com os valores empíricos, à excepção de alguns como o coeficiente de caudal, com um variação de 3,45%, e do diâmetro específico com uma variação de 5,15%.

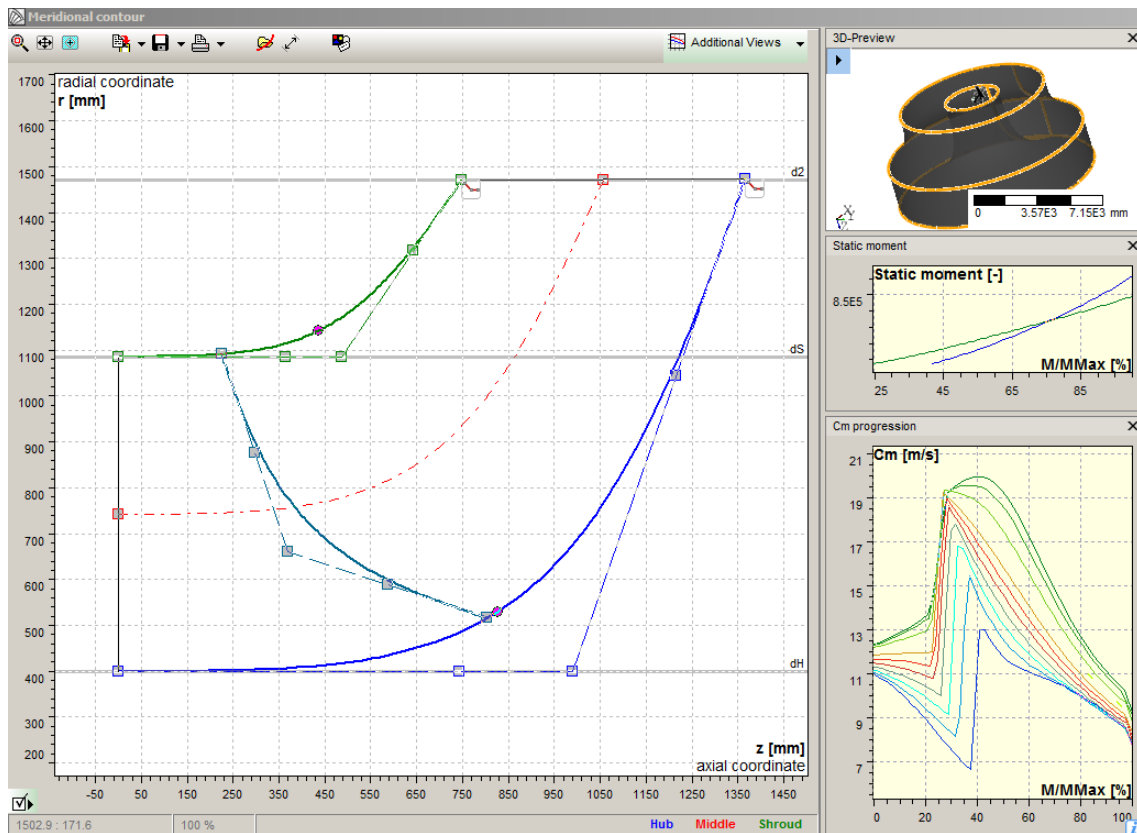


**Figura 40 - Rotor, dimensões**

Na figura abaixo assinalada temos a perspectiva de corte do rotor da Bomba, a projecção em três dimensões, a evolução do momento estático e também a progressão da velocidade meridional.

Do lado esquerdo da figura 41 consegue-se observar bem os contornos e as medidas atribuídas ao rotor. A linha verde na figura representa a parte mais exterior do rotor ou dá pá (*Shroud*) enquanto a linha azul representa a parte interior do rotor ou da pá (*Hub*).

Sabe-se que a velocidade de rotação é igual em qualquer ponto do rotor, mas que a velocidade periférica varia com o raio do impulsor. Por isso também se espera que a velocidade meridional também varie, o que é passível de ser observado no gráfico da evolução da velocidade meridional.



**Figura 41 - Rotor, contorno meridional**

Depois de introduzido o número de pás e a espessura das pás, o *Software* calcula um factor de escorregamento de 0,88. Este valor está próximo do valor anteriormente calculado, com um desvio de 4,8%.

No lado direito da figura 42 observa-se a projecção do triângulo de velocidades. À partida, em termos periféricos, pode-se concluir que alguns valores se aproximam dos calculados anteriormente. A velocidade periférica à entrada do rotor ronda os 45 m/s e a velocidade periférica à saída situa-se perto dos 61 m/s.

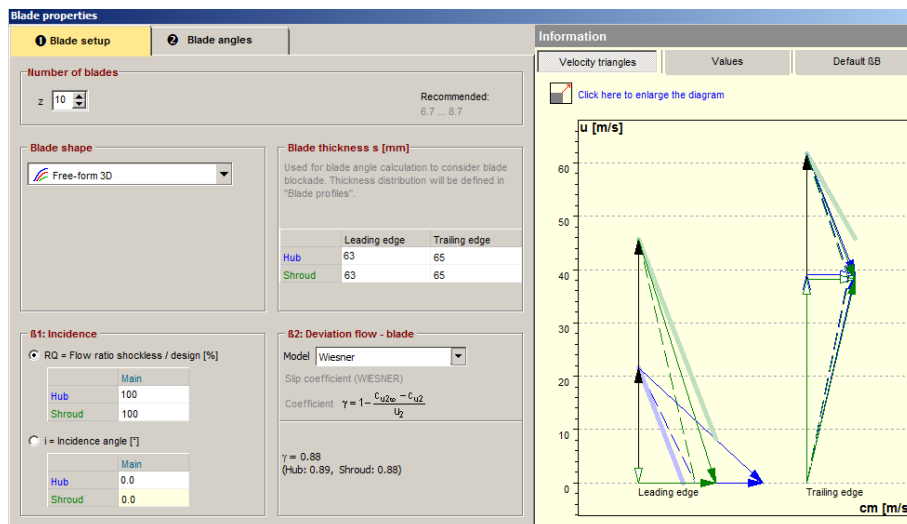


Figura 42 - Rotor, triângulo de velocidades

Tabela 20 - Rotor, comparação das principais dimensões

| Designação                              | Cálculos Empíricos | Software        | Diferença, % |
|---|--------------------|-----------------|--------------|
| Velocidade meridional de entrada        | $C_{m1} = 12,09$   | $C_{mS} = 14,4$ | -19,1        |
| Velocidade periférica à saída           | $U_2 = 61,64$      | $u_2 = 61,64$   | +0           |
| Velocidade meridional de saída          | $C_{m2} = 7,05$    | $C_{m2} = 9,1$  | -29,1        |
| Velocidade relativa de entrada          | $W_1 = 48,7$       | $W_S = 47,9$    | +1,64        |
| Velocidade relativa de saída            | $W_2 = 21,32$      | $W = 25,1$      | -17,7        |
| Ângulo da velocidade relativa á saída   | $\beta_2 = 19,3$   | $\beta = 21,3$  | -10,4        |
| Ângulo da velocidade absoluta à entrada | $\alpha_2 = 9,64$  | $\alpha = 13,4$ | -39          |
| Velocidade absoluta à saída             | $C_2 = 42,1$       | $C = 39,3$      | +6,65        |
| Velocidade absoluta radial à saída      | $C_{u2} = 41,52$   | $C_u = 38,3$    | +7,76        |

As maiores discrepâncias (tabela 20) verificam-se nos valores mais pequenos, devido à alta sensibilidade na diferença percentual quando os valores se afastam uns dos outros e também devido à diferença do factor de escorregamento.

Um dos valores com maior diferença visível é a velocidade meridional à saída. Isto acontece porque para o cálculo empírico foi considerado o coeficiente da bibliografia n.º8 em que há um compromisso entre a Bomba e a Turbina, enquanto o *Software* assume que o equipamento a ser dimensionado é uma Bomba pura.

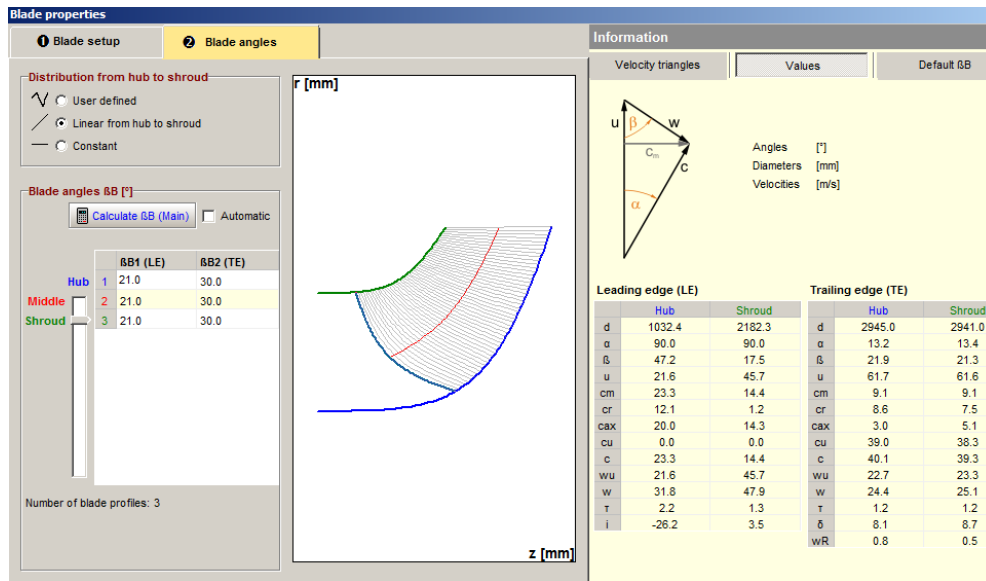


Figura 43 - Rotor, propriedades das pás

Ao seleccionar a vista frontal do passo seguinte (figura 44), *blade mean angles*, obtemos uma vista em duas dimensões e outra em três dimensões, das pás do rotor. É claro, na imagem do lado direito, a tridimensionalidade das pás e a sua disposição espacial.

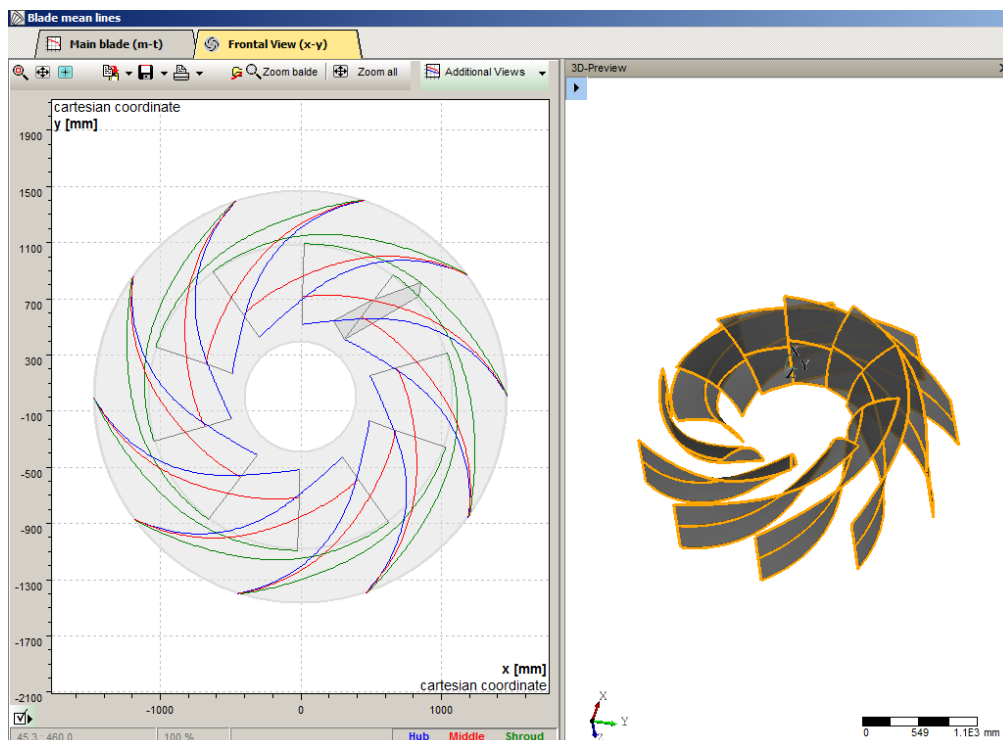


Figura 44 - Rotor, propriedades das pás. Vista em 2D e 3D

Remete-se para o Anexo A.1 o perfil de pás do rotor. A espessura das pás foi definida através dos cálculos empíricos,  $S_u$  igual a 64mm, e adoptado no *CFTurbo*. Os

contornos são boleados para um perfil mais hidrodinâmico de modo a reduzir o atrito no escoamento.

Ainda no Anexo A.2, no separador da vista frontal é possível observar em duas dimensões o acabamento das pás tanto na aspiração como na coroa, representado a verde e a azul respectivamente. Pequeno detalhe mecânico mas embora importante, aumenta o rendimento hidráulico que por sua vez aumenta o rendimento global da Turbina.

No passo seguinte é necessário definir o perfil das extremidades das pás de modo a que o escoamento seja o mais suave possível na transição do rotor para o estator. Se o mesmo escoamento se der com grande turbulência, ou seja, com um número de Reynolds elevado, teremos uma quebra no rendimento do equipamento. De modo a evitar tal constrangimento na Turbina, os bordos das pás são boleadas e pontiagudas. A ilustração da mesma encontra-se no Anexo A.3

Após a conclusão do dimensionamento do rotor, indica-se ao programa para realizar cortes aos bordos (*Solid trimming*) de modo a no futuro utilizar a simulação de *design* num *Software* de CFD. Consultar Anexo A.4.

### 4.3 Estator

No estator a velocidade absoluta irá diminuir, e por consequência a pressão estática aumentará de maneira a elevar o fluido do mar até ao reservatório.

O objectivo nesta parte do dimensionamento no *Software* é comparar os valores, principalmente de velocidades, com os mesmos valores empíricos anteriormente calculados.

No separador das principais dimensões (figura 45) confirma-se que se mantêm os valores de:

- Caudal volumétrico - 37,3 m<sup>3</sup>/s
- Potência - 50,8 MW
- Velocidade específica - 61,64

| Design point:          |         |                            |
|------------------------|---------|----------------------------|
| Volume flow            | Q       | 1.3496E5 m <sup>3</sup> /h |
| Rotational speed       | n       | 400 /min                   |
| Mass flow              | m       | 38427 kg/s                 |
| Head                   | H       | 135 m                      |
| Power output           | PQ      | 50891 kW                   |
| Casing efficiency      | ηc      | 1.00                       |
| Specific speed (EU)    | nq      | 61.84                      |
| Ratio outlet to inlet: |         |                            |
| Diameter ratio         | d-Ratio | 1.38                       |
| Width ratio            | b-Ratio | 1.00                       |
| Area ratio             | A-Ratio | 1.38                       |
| Inlet area             | AIn     | 5.7138E6 mm <sup>2</sup>   |
| Outlet area            | AOut    | 7.9053E6 mm <sup>2</sup>   |

Figura 45 – Estator, dimensões iniciais

Na aba 2 reforça-se os valores de saída do rotor. Antes denominado valor de saída do rotor, agora o mesmo valor será considerado um valor de entrada do estator, por exemplo, a velocidade meridional  $C_{m2}$  passa agora a ser denominada  $C_{m3}$ .

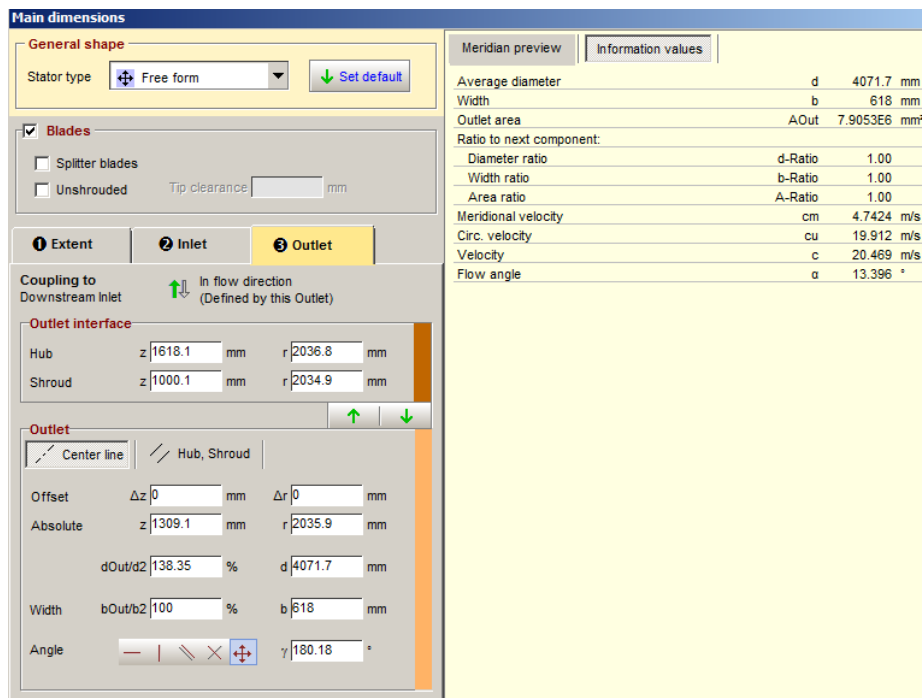
- Velocidade meridional - 6,56 m/s
- Velocidade absoluta periférica - 38,6 m/s
- Velocidade absoluta - 39,2 m/s

- Ângulo entre a velocidade absoluta e periférica - 9,64°

Estes valores podem ser confirmados no Anexo B.1

À saída do estator apenas tem-se as dimensões que o Software nos indica em que foram seguidas as recomendações de *design* do programa. Assim obtêm-se os seguintes valores:

- Diâmetro externo - 4071,1 m
- Altura da pá - 618 mm
- Velocidade meridional - 4,74 m/s
- Velocidade periférica - 19,9 m/s
- Velocidade absoluta - 20,47 m/s
- Ângulo entre a velocidade absoluta e periférica – 13,4°



**Figura 46 – Estator, condições de saída**

No Anexo B.2 encontra-se o triângulo de velocidades referente ao estator. Visualiza-se essencialmente a redução na velocidade absoluta periférica, dando origem ao aumento de pressão. Arbitrou-se um número de pás igual a 14 unidades, por recomendação do Software. Para um maior número de pás o atrito aumenta embora o escoamento se dê de uma forma mais homogênea devido à maior área de contacto.

Na figura abaixo indicada está representada a janela de introdução dos ângulos  $\alpha$  de entrada e de saída do estator. Assumiram-se os ângulos recomendados pelo *Software* de:

$$\alpha_3 = 10,5^\circ$$

$$\alpha_4 = 13,4^\circ$$

Depois da rectificação dos ângulos, os valores anteriores são actualizados:

- Velocidade meridional - 5 m/s
- Velocidade absoluta periférica - 20,9 m/s
- Velocidade absoluta - 21,5 m/s

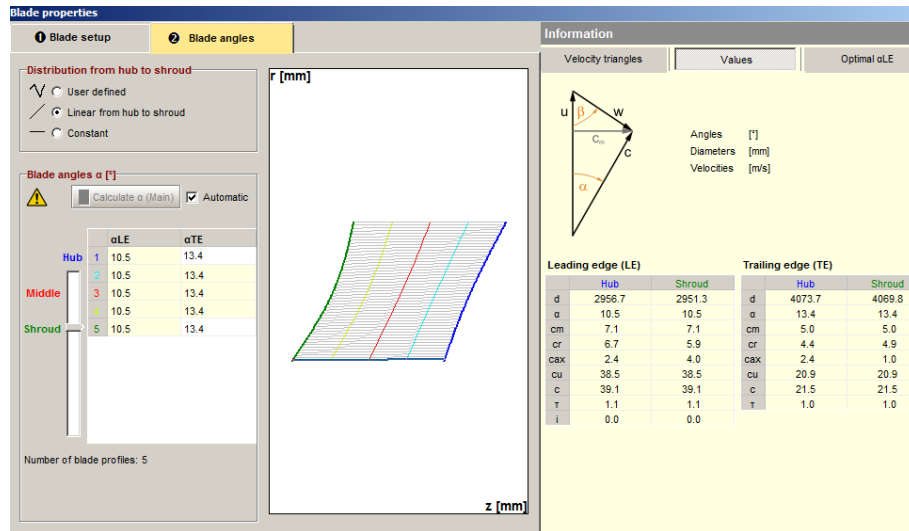


Figura 47 - Estator, valores reais de saída

Na imagem 48 pode-se observar a área de passagem que vai aumentando de forma gradual ao longo do estator. Equações anteriormente apresentadas para explicar o aumento de pressão na bomba, são agora demonstradas fisicamente com o *design* da entrada até à saída do estator.

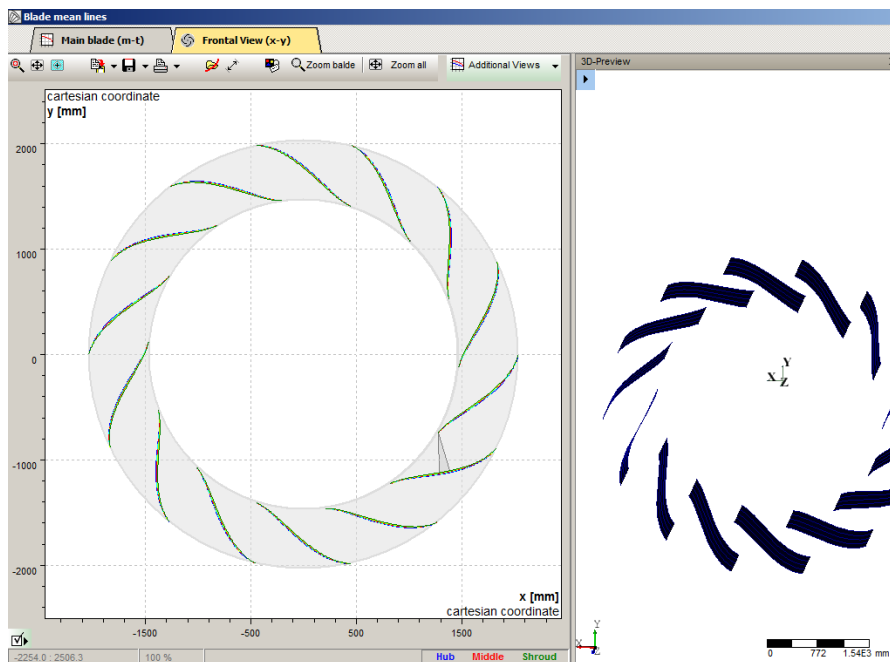
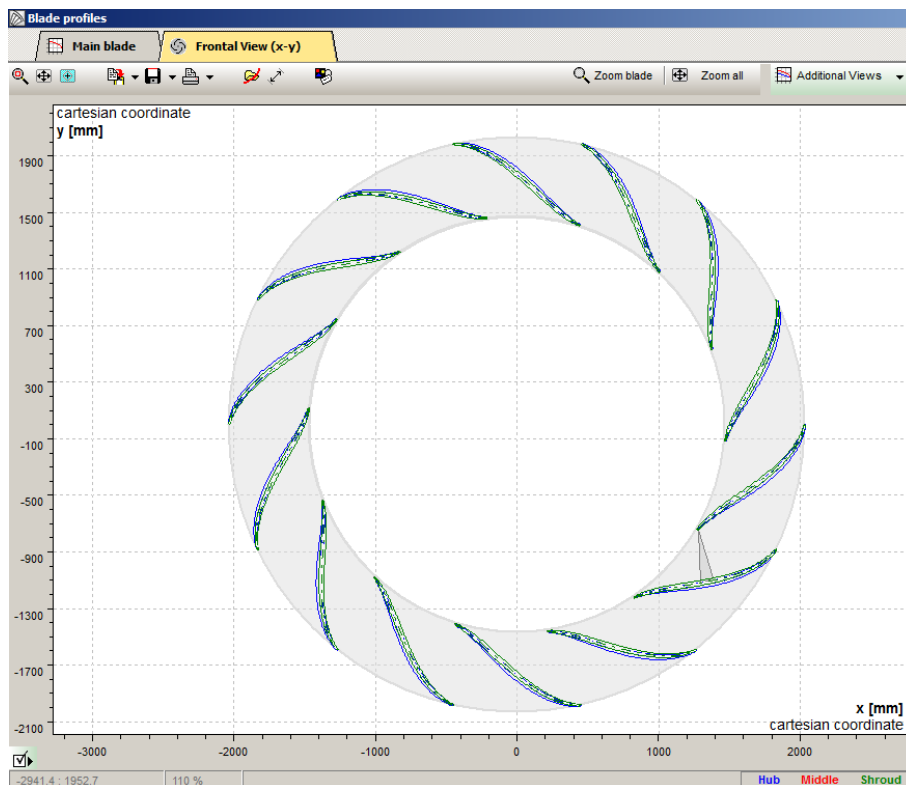


Figura 48 - Estator, perfil das pás

Remete-se para o Anexo B.3 a representação bidimensional e tridimensional das pás do estator, nomeadamente a espessura e o acabamento boleado.

Pelas mesmas razões que as pás do rotor têm bordos pontiagudos, as pás do estator também o são. Este componente (estator) da Turbina reversível será dos mais solicitados, embora não experimente velocidades elevadas altas, apenas na aspiração, o estator está sujeito a enormes pressões.



**Figura 49 - Estator, dimensões iniciais**

## 4.4 Distribuidor

Em inglês *Wicket gate*, em português distribuidor, este elemento da Turbina reversível tem como função o controlo do caudal. Mediante a carga, em modo de turbina, o distribuidor modula a sua abertura de maneira a que potência debitada seja a correspondente à requisitada pela rede. Este é um controlo realizado electronicamente, mas com actuador mecânico sobre as pás do distribuidor.

O diâmetro externo é de 5,232 metros e as condições iniciais são as mesmas condições finais do estator, como demonstra a figura 50 abaixo representada.

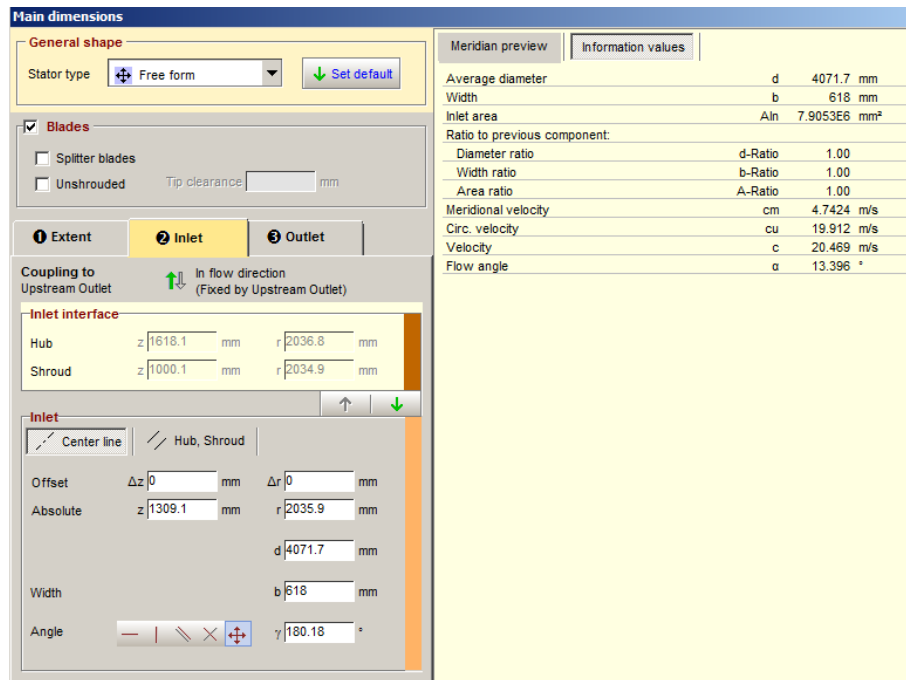


Figura 50 - Distribuidor, condições de entrada

Embora a função do distribuir não seja a de elevar a pressão no fluido, mas sim restringir o caudal, não foi elaborado qualquer cálculo empírico para prever o comportamento da água quando atravessa este elemento. No entanto o *Software* assume algumas características do distribuidor e atribui determinados valores de área e de ângulos. Disso retira-se do programa (figura 51) que o escoamento, na posição actual do distribuidor, dá as seguintes características físicas ao fluido:

- Velocidade meridional – 3,69 m/s
- Velocidade absoluta periférica – 12,87 m/s
- Velocidade absoluta - 13,39 m/s
- Ângulo entre a velocidade absoluta e periférica – 16°

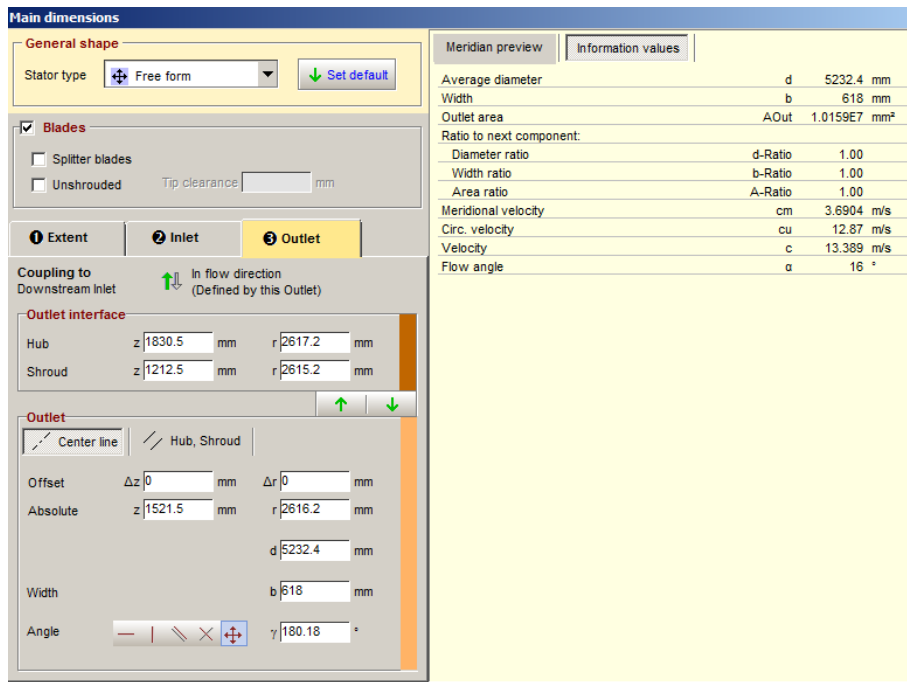


Figura 51 - Distribuidor, condições de saída

O número recomendado de pás do distribuidor pelo *CFTurbo* é 5. Após assumir os valores de ângulos de entrada e saída do fluido o programa dá-nos as verdadeiras condições do fluido antes da entrada na voluta (figura 52):

- Velocidade meridional – 4,1 m/s
- Velocidade absoluta periférica – 14,2 m/s
- Velocidade absoluta - 14,5 m/s

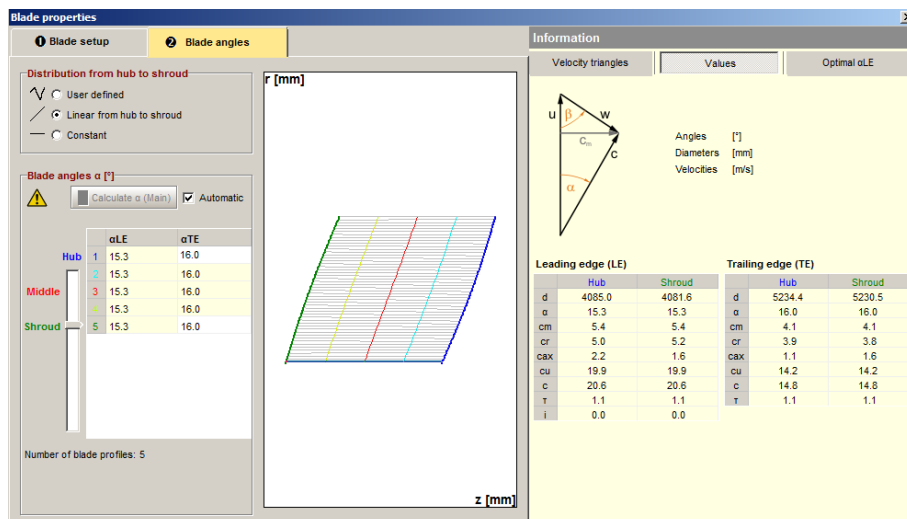


Figura 52 - Distribuidor, valores reais de saída

## 4.5 Voluta

A voluta é o elemento final ou inicial da Turbina reversível, que actua como um difusor ou tubeira. Em modo de bomba ou turbina, nela ocorre uma recolha ou distribuição harmoniosa do fluido pelo estator. Em máquinas hidráulicas em que não existe o estator, a voluta toma essa função de reduzir a velocidade e aumentando a pressão do fluido. Sendo as perdas volumétricas na voluta mínimas considerou-se um rendimento de 100% e um factor de caudal de 1.

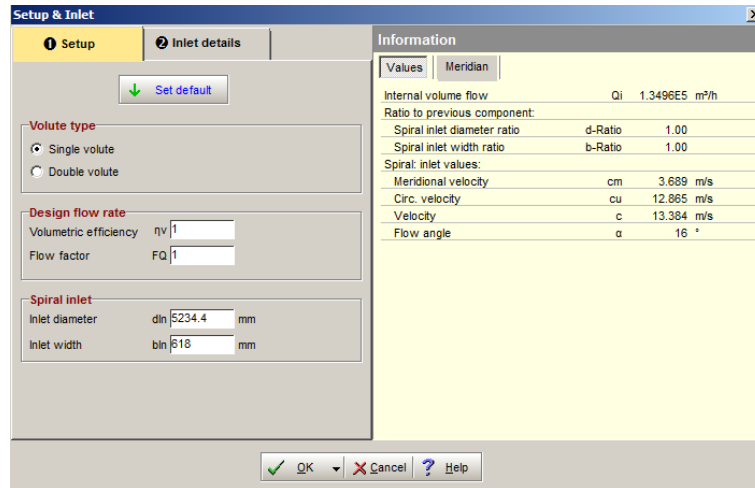


Figura 53 - Voluta, condições iniciais

Recorrendo à figura 54 abaixo assinalada e às dimensões da voluta calculadas no capítulo 3 constatámos que os valores se aproximam. Com uma ligeira discrepância, as dimensões obtidas no Software são maiores. Este facto poderá ser resultado do dimensionamento automático dos diâmetros exteriores do estator e do distribuidor pelo *CFturbo* e também pelo dimensionamento, nos cálculos empíricos, através do gráfico com valores aproximados de medidas externas de volutas já existentes.

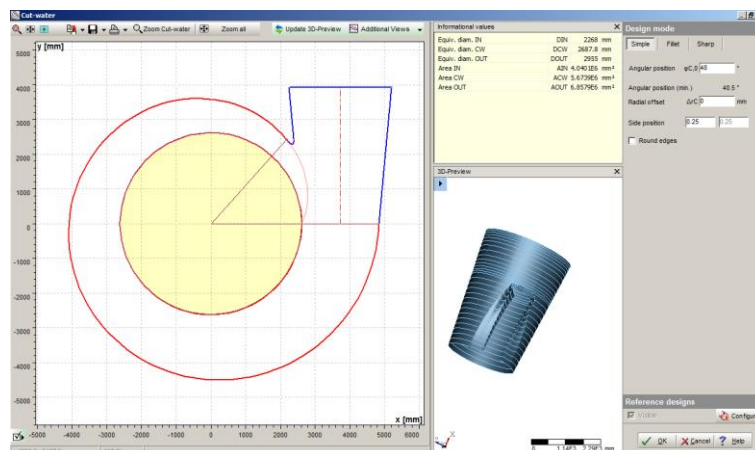


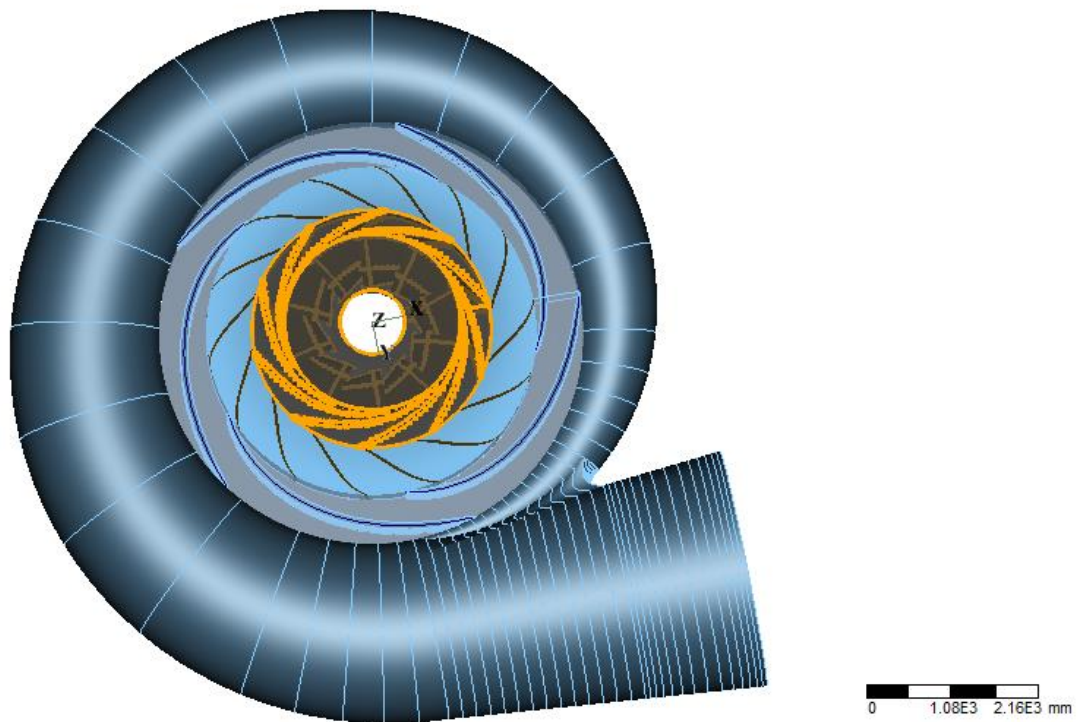
Figura 54 - Voluta, dimensões externas

No capítulo 3 as dimensões  $C + A$  e  $B + E$  tomam os seguintes valores respectivamente:

- 7,8 Metros
- 7,1 Metros

Constata-se através da medição na imagem dada pelo Software que as medidas correspondentes a  $C + A$  e  $B + E$  são respectivamente:

- 8,9 Metros (+14%)
- 8 Metros (12,7%)



**Figura 55 - Voluta, aspecto exterior final**

## Capítulo 5 - Análise da integração de recursos energéticos renováveis e Turbinas Reversíveis na rede eléctrica da ilha de Santiago

A implementação de transformação de energia através de uma turbina reversível por si só não beneficia qualquer parque eléctrico, contribuindo ainda para aumento da queima de combustíveis fósseis para alimentar a bomba, isto no caso de a energia ser produzida através de energia térmica. Como todo o sistema de armazenamento, existe um rendimento a ele associado. Em sistemas de turbinas reversíveis o valor aconselhável de rendimento global é cerca de 75% (ref. Bibliográfica 10).

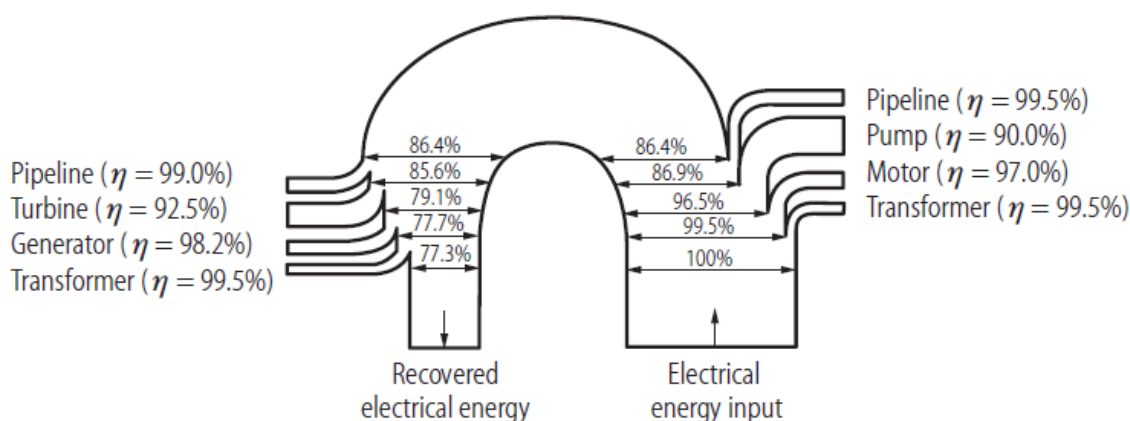
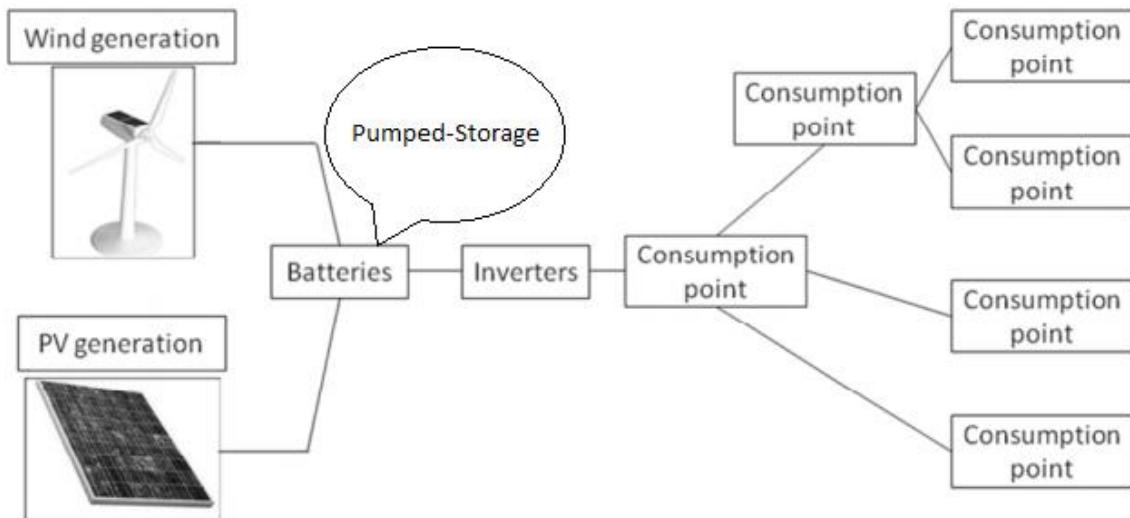


Figura 56 - Diagrama de Sankey, Giesecke, J., Mosonyi, E. *Wasserkraftanlagen, Auflage, Berlin: Springer-Verla,*

Na figura 56 podem-se observar as mais significantes perdas numa central com base em turbina hidráulica reversível. Basicamente por cada kWh unitário de energia requerida à rede, recupera-se 0,773 kWh. A montante da bomba existem perdas no transformador e no motor eléctrico. A bomba tem o seu próprio rendimento e existem perdas por atrito na conduta. Por outro lado, quando a turbina é accionada, voltamos a ter perdas na conduta, no equipamento hidráulico, no gerador e por fim no transformador.

Deste modo e para cumprir o objectivo do governo local do arquipélago de atingir 50% de penetração de energias renováveis na rede a médio prazo, esta solução passa por integrar outros recursos renováveis no parque electroprodutor.

Uma das soluções para integração do sistema de turbina reversível na rede é encarar este sistema como uma bateria. A fonte de alimentação será um recurso renovável como o solar e o eólico, os mais abundantes no País. Como ilustra a figura 57, os painéis fotovoltaicos e as turbinas eólicas transformam energia solar e do vento em energia potencial que posteriormente é transformada em energia eléctrica através da turbina e do gerador acoplado a ela. É então distribuída na rede eléctrica da ilha de Santiago.



**Figura 57 - Parque electrico - Ferrer-Martí , Domenech B, García-Villoria A, Pastor R. A MILP model to design hybrid wind-photovoltaic isolated rural electrification projects in developing countries, *European Journal of Operational Research***

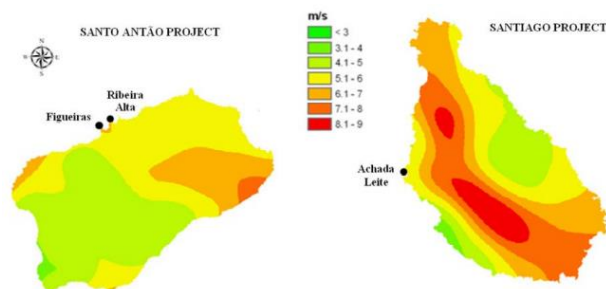
#### Potencial renovável de Cabo Verde

Foram conduzidos estudos pelas empresas Gesto (Portugal), *Riso National Laboratory* (Noruega) onde são identificados potenciais recursos renováveis no arquipélago, como o hídrico, eólico, solar geotérmico entre outros.

Sendo a energia eólica uma das mais promissoras em Cabo Verde, encontra-se abaixo demonstrado na figura 58 um dos resultados do estudo feito pela Gesto e Riso, em que se pode observar a variação da velocidade média do vento em todas as ilhas do arquipélago.

Para a ilha em estudo, Santiago, concluiu-se que a velocidade média está balizada entre os 6 m/s e 8 m/s. Um valor consideravelmente positivo em relação à velocidade mínima para transformar energia do vento em energia eléctrica, que é cerca de 5 m/s, segundo o estudo da Riso.

Os meses do ano em que se registam maiores velocidades do vento são entre Janeiro e Junho, sendo os restantes meses acompanhados com ventos fracos.



**Figura 58 - Velocidade média do vento em S.A e Santiago. *Numerical Wind Atlas Study for Cape Verde, Riso National laboratory, 16th March 2007.***

Foi identificado nesse mesmo estudo um potencial de energia eólica na ilha de Santiago de 109,65 MW. Em todo o arquipélago foram localizadas diferentes áreas para exploração com um potencial até 220 MW em energia eólica.

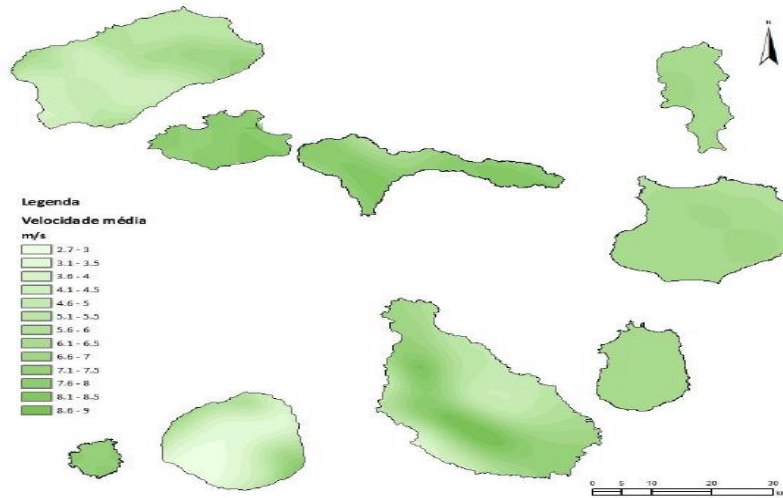


Figura 59 - Velocidade média do vento em Cabo

O custo de produção está estimado em 50€/MWh, um valor muito positivo comparado com o custo actual de produção através de fontes fósseis, 131€ por MWh.

Em outro estudo, da Martifer em 2008 (referência bibliográfica nº17), concluiu-se que a ilha de São Vicente pode ter até 5500 horas por ano de produção de eléctrica através de aerogeradores. As 3 turbinas de 300kW cada que constam do parque eólico produziram em média entre 1995 e 2008 cerca de 3,9 MWh por ano em energia eléctrica.

| ILHA     | ZDER                       | Potência<br>[MW] | Área<br>[Km <sup>2</sup> ] |
|----------|----------------------------|------------------|----------------------------|
| Santiago | ZDER.ST.1 Terras Altas     | 96,9             | 36,31                      |
|          | ZDER.ST.2 Praia Baixo      | 6,8              | 0,52                       |
|          | ZDER.ST.3 Monte da Chaminé | 5,95             | 0,43                       |

Figura 60 - Potenciais zonas para instalação de centrais

O recurso renovável que mais se destaca em Cabo Verde é a energia solar. O arquipélago está situado numa zona subtropical com elevada radiação solar. Em 2002 foram analisadas (estudo da Riso e Martifer) várias áreas com potencial solar e o resultado foi excelente com valores médios muito acima da Europa. A média de todo o País situa-se entre os 1800 kWh/m<sup>2</sup>/ano e os 2000 kWh/m<sup>2</sup>/ano de energia radiada, e uma média de 3750 horas de sol por ano.

Segundo a Gesto a ilha de Santiago apresenta pelo menos 9 zonas com uma média de produção específica de 1723 kWh/kWp numa área de 1418 hectares de terreno ou 408 GWh de energia por ano.

No estudo da Martifer também é abordada a energia solar como um dos pontos fortes do arquipélago. Foram encontradas diversas áreas de potencial exploração da energia solar, com grandes potências, em Santiago, Fogo, São Vicente, Sal e Santo Antão.

| Island      | Number of Areas Identified | PV solar potential (MW) |
|-------------|----------------------------|-------------------------|
| Santiago    | 160                        | 620.15                  |
| São Vicente | 90                         | 726.31                  |
| Sal         | 53                         | 660.50                  |
| Santo Antão | 12                         | 10.40                   |
| Fogo        | 3                          | 9.45                    |

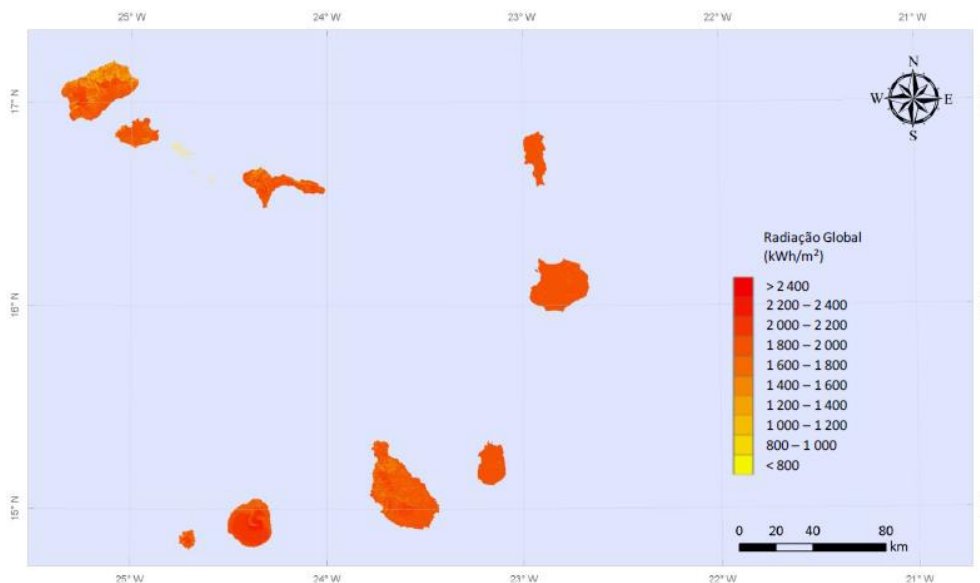
Figura 61 – Potencial fotovoltaico em Santiago, S. Vicente, Sal, S. Antão e Fogo. MARTIFER, July 2010 Progress Report: Cape Verde Solar PV projects

S. Vicente embora sendo uma ilha mais pequena e com menor número de lugares para exploração deste tipo de energia, exhibe um maior potencial devido ao seu vento forte e constante. É concluído também nesse estudo que as ilhas do norte, Barlavento, estão mais sujeitas a ventos acima dos 6m/s do que as ilhas do sul, Sotavento.

No capítulo dois deste trabalho foi referido que uma das vantagens em dividir a potência da instalação por várias turbinas reversíveis, é a redução de custos de manutenção. Outra vantagem para a utilização de mais do que uma turbina é o facto da energia solar ser aproveitada durante o período de horas de ponta ou cheias. Enquanto que algumas turbinas hidráulicas estão a fornecer energia ao parque eléctrico, uma outra turbina estará a actuar em modo de bomba repondo parte do fluido de trabalho para dentro do reservatório. Poder-se-ia injectar directamente a energia solar na rede reduzindo a necessidade de instalação de mais turbinas reversíveis e eólicas para dar a mesma resposta durante a noite, mas por outro lado ao aproveitar a energia solar para a bombagem está-se a salvaguardar uma redução de produção possível crise eólica, mesmo que curta.

No total, o estudo da Gesto e Riso encontrou um potencial de 376MW em energias renováveis na ilha de Santiago, dos quais 60MW provêm de bombagem pura, e uma geração anual de 793 GWh. Para um investimento em 77MW de potência eólica, o custo estimado é de 168 milhões de euros, ou seja 2,2 M€/MW de potência eólica instalada para um prazo de construção de 1 ano, uma vida útil de 20 anos e 10 anos de amortização. Enquanto para a energia solar o investimento estimado pela Gesto e Riso é de 10,2 M€/MW de potência instalada, com a vantagem da vida útil ser mais de três vezes maior quando comparada com a energia eólica

Ainda no estudo da Martifer, conclui-se que as duas ilhas têm grande potencial em áreas como a bombagem pura.



**Figura 602 - Radiação global do arquipélago**

O fluido de trabalho pode ser tanto a água fluvial como a água marítima. Na figura abaixo é indicado o potencial destes projectos:

| Island      | Location     | Type of pump project | Capacity (MW)                     | Autonomy (hours)                  |
|-------------|--------------|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Santiago    | São Gonçalo  | Fluvial pump         | Scenario I: 25<br>Scenario II: 50 | Scenario I: 19<br>Scenario II: 14 |
|             | Mato Grosso  | Fluvial pump         | Scenario I: 25<br>Scenario II: 50 | Scenario I: 20<br>Scenario II: 10 |
| São Vicente | Monte de Goa | Marine pump          | Scenario I: 8<br>Scenario II: 15  | Scenario I: 22<br>Scenario II: 20 |

**Figura 63 – Projectos de bombagem pura. MARTIFER, *Pump projects – Preliminary Document for Discussion, July 2010***

Em Santiago não é alvo de estudo uma estação marinha como acontece neste presente trabalho, mas curiosamente é estudado um projecto com potência similar, 50MW, como cenário 2 tanto em São Gonçalo como em Mato Grosso, alterando apenas a autonomia.

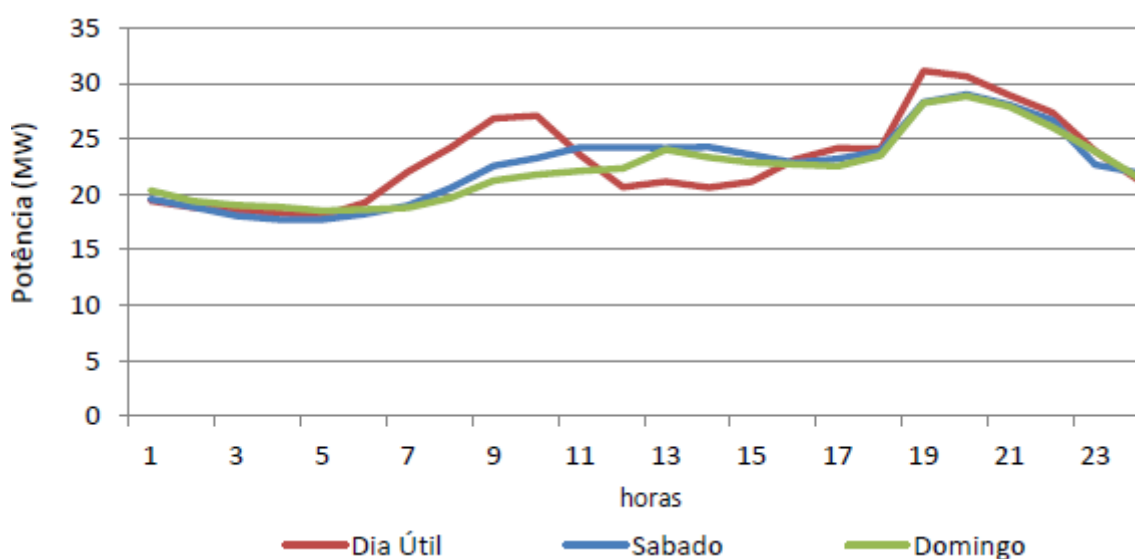
O cenário 2 da localização em São Gonçalo com autonomia de 14 horas é o ideal para dar resposta à procura de energia nas horas de ponta e cheias. Optando pelo cenário 1, com 19 horas de autonomia, a turbina reversível poderia actuar para dar resposta à carga mínima da rede.

## Diagrama de cargas

O diagrama de cargas é o diagrama que ilustra a potência instantânea requerida pela rede eléctrica. O perfil deste consumo não se modifica substancialmente, com máximos absolutos e relativos, que correspondem aos períodos de ponta e de cheias, e aos mínimos relativos e absolutos que correspondem aos períodos de vazio e super vazio. O diagrama de cargas varia durante o fim-de-semana, tomando formas diferentes também entre sábado e domingo. Não só durante o fim-de-semana mas também em diferentes meses do ano este diagrama sofre alterações, como no inverno e no período de regresso dos imigrantes ao país. Durante o período de madrugada é possível observar no diagrama de cargas a carga mínima de consumo da ilha ou do país.

Com o Software SIMRES é possível simular a calendarização de produção de energia depois de introduzir os *inputs* que caracterizam o parque eléctrico com o fim de analisar e otimizar o sistema eléctrico do país/ilha. A Gesto realizou um estudo (referência bibliográfica nº5) em conjunto com a Martifer para definir a melhor solução de integração de energia renovável em diversas ilhas do arquipélago.

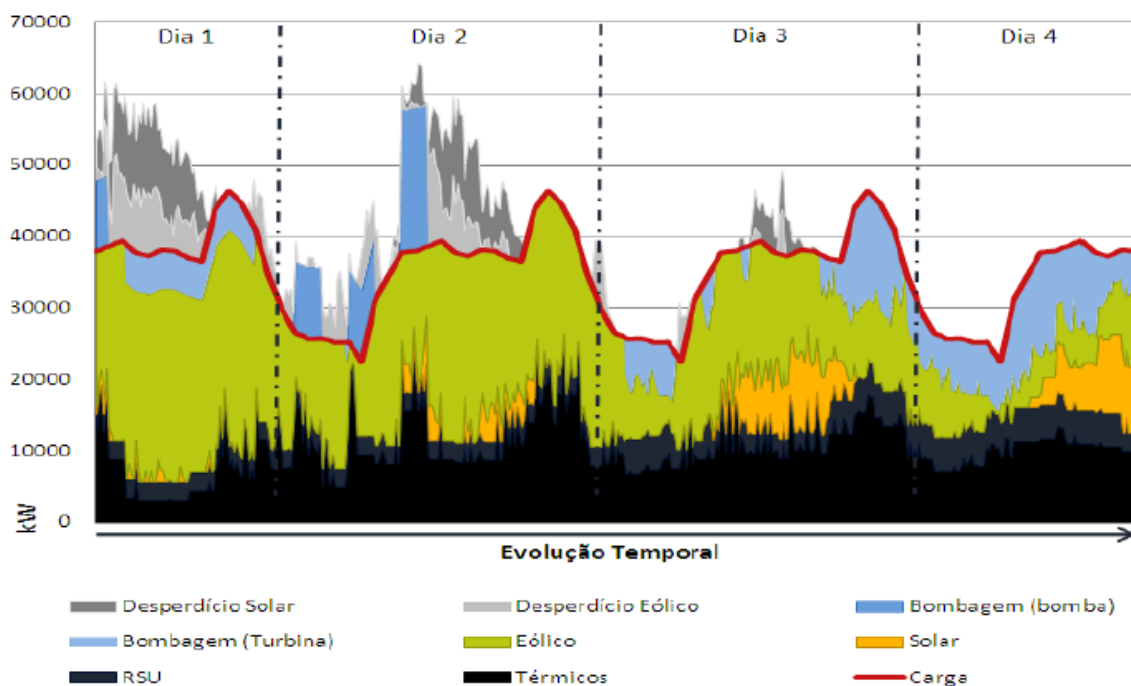
Com base na previsão do consumo diário elaborado por um aluno de Licenciatura da FCT de Lisboa (referência bibliográfica nº18) e com os dados da Electra (referência bibliográfica nº2), é indicado na figura abaixo a previsão do diagrama de cargas para o ano de 2012 na ilha da Santiago.



**Figura 64 – Previsão do diagrama de cargas para 2012. Otimização do Despacho e Reserva Girante em Sistemas Eléctricos Híbridos, Heleno da Luz Monteiro Sanches, 2012**

Em dias úteis as horas de pontas dão-se entre as 8 e as 10 horas e entre as 19 e as 21 horas. A potência de base do sistema é cerca de 17MW. Nos fins-de-semana, sendo que as horas de ponta se mantêm para o período da noite, para a parte da manhã já não se verifica um pico, mas sim um consumo acentuado ente as 8 e as 15 horas.

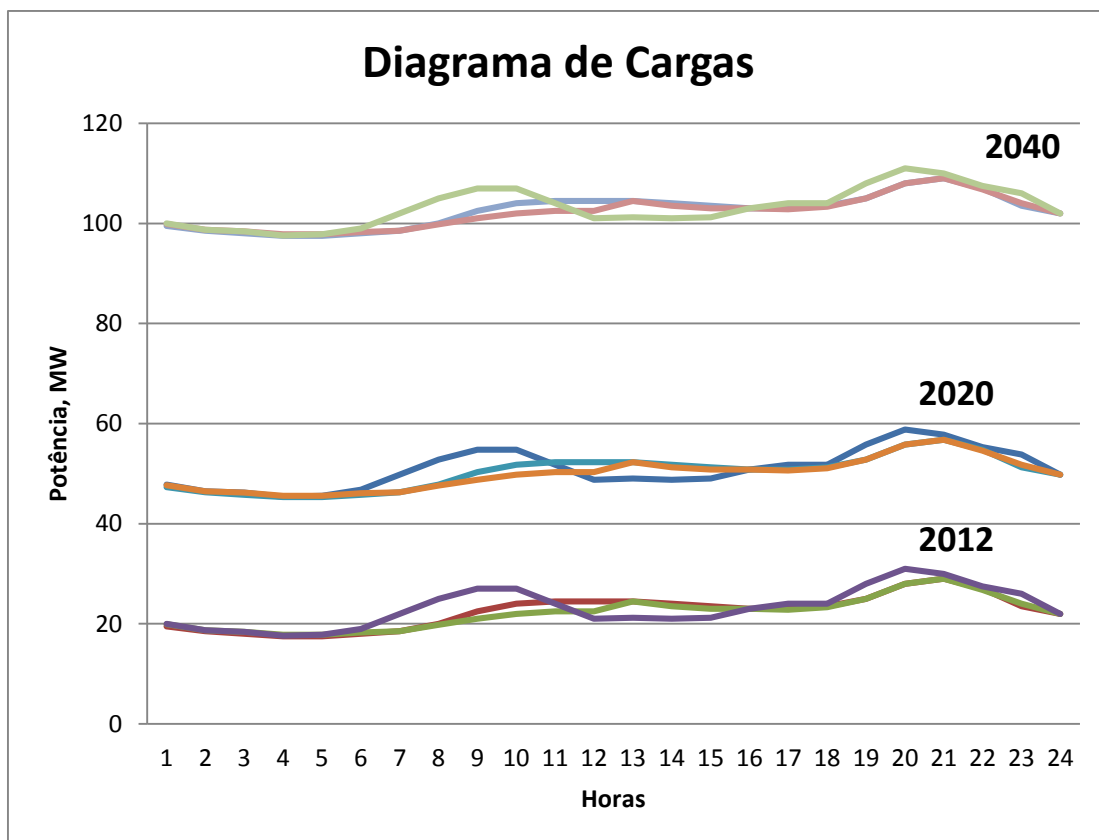
Retornando ao estudo da Gesto, foi projectado um cenário de integração de 50% de energias renováveis no sistema energético para o ano de 2020 como fora definido pelo Governo de Cabo Verde. A Gesto considerou nesta projecção 48,5MW de potência eólica instalada, 15MW de potência solar instalada, 5MW de potência de RSU instalada, 20 MW de potência de bombagem instalada e 10MW de potência em *flywheels* (sistema de roda de inércia) instalada. Foram considerados 3 dias e o resultado foi o seguinte:



**Figura 65 – Simulação em SIMRES para um cenário de 50% de penetração de ER em 2020. Gesto, 2011**

A meio do dia 1 a energia excedente permite bombear água para o reservatório, sendo posteriormente turbinada. O dia 2 começa com três períodos de bombagem especialmente nas horas cheias quando existe um excedente de potência. O fornecimento de energia no resto do dia é assegurado pela térmica, eólica, RSU e pela solar. No dia 3, com o reservatório cheio, começa com a turbinagem periódica ao longo do dia, juntamente com a energia solar, colmatando a fraca produção através dos aerogeradores, verificando-se o mesmo cenário no dia 4.

Projectando a previsão de carga diária anteriormente ilustrada, da *Optimização do Despacho e Reserva Girante em Sistemas Eléctricos Híbridos*, Heleno da Luz Monteiro Sanches, 2012, (referência bibliográfica nº18) e na mesma análise conjugar a previsão de pico de potência efectuada no primeiro capítulo, obtém-se um possível diagrama de cargas para o ano de 2020 e 2040. Contudo é necessário referir que se considerou a tendência de consumo inalterável durante estes anos e que o pico de potência previsto no primeiro capítulo é a soma de todos os picos de potências das várias cidades da ilha de Santiago. Obviamente é um caso muito improvável e que majora a potência máxima prevista para o pior cenário. Na figura 66 é ilustrada a previsão do diagrama de cargas para os anos de 2012, 2020 e 2040:



**Figura 66 – Diagrama de cargas da ilha de Santiago. Previsão 2012, 2020 e 2040**

Ao comparar o diagrama de cargas da figura 65 com a previsão na figura 66 constata-se uma discrepância nas potências máximas e mínimas de ambos mas principalmente na variação da evolução da procura energética ao longo do dia. Esta diferença de valores poderá ser explicada pelo facto de o estudo da Gesto considerar as políticas de eficiência energética que o governo Cabo-verdiano pretende alcançar e também o crescimento económico esperado para o arquipélago. Este gráfico é apenas considerado para os picos de potências. Em 2012 a variação entre o máximo e o mínimo é de +43%, e no ano de 2040 é de +13%. Este erro está associado à transposição da previsão de 2012 para 2040. Se em 2040 a variação entre o máximo e o mínimo é de +43%, a potência mínima do diagrama de cargas seria 63 MW.

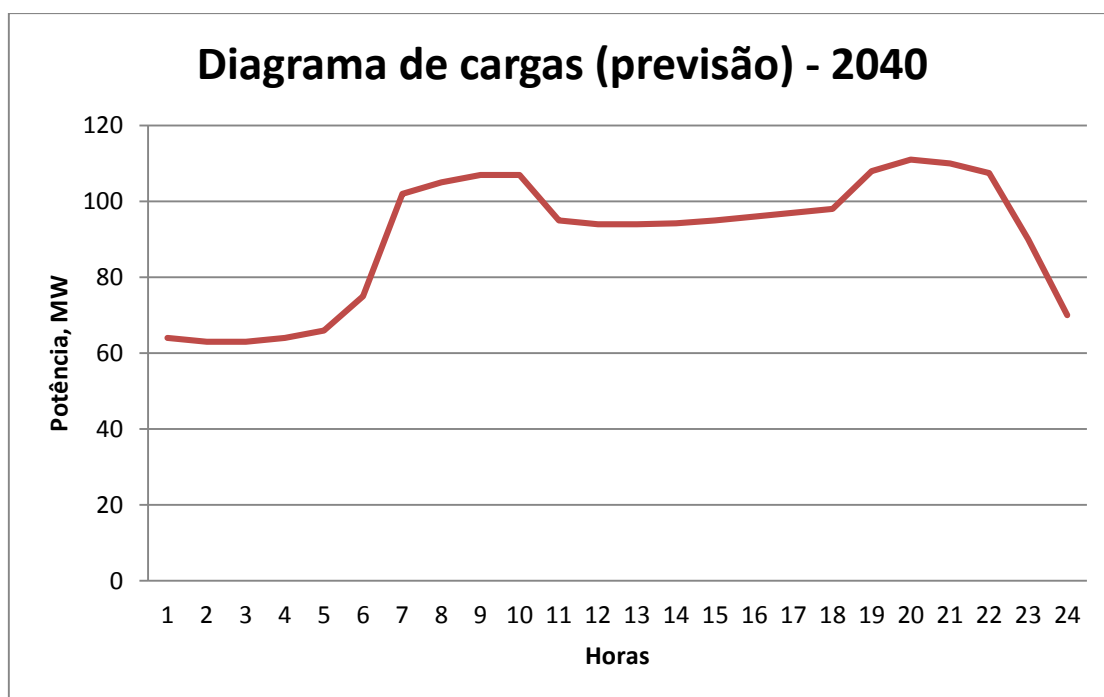
Os períodos de bombagem e de turbinagem da água para o reservatório e para o mar terão que ter em conta as necessidades durante as pontas e cheias, e ao mesmo tempo as horas de aproveitamento da energia solar e eólica, sendo a última menos previsível.

Perante estas condições é praticada uma de duas opções em vários projectos reais:

- Bombagem durante o fim-de-semana quando o consumo é menor, e turbinagem durante os dias úteis de semana
- Bombagem e turbinagem intermitente, conjugando as necessidades da rede e o volume de fluido no reservatório

Observando o diagrama de cargas para 2040, na figura 67, concluiu-se que a primeira opção poderá não ser válida. O consumo total de energia ao longo de um dia útil é comparável com o consumo ao fim-de-semana. Isto porque o período das 10 horas até as 15 horas, o consumo ao fim-de-semana é maior comparativamente a um dia de semana. Este consumo maior elimina os períodos de ponta e cheias que ocorrem durante um dia útil.

Tomando em conta as variações de potências máximas e mínimas de 2012 e aplicando à previsão para 2040, apresenta-se a seguinte aproximação:



**Figura 67 – Diagrama de cargas da ilha de Santiago para 2040**

A previsão, representada na figura 67, é uma interligação entre o comportamento actual da ilha de Santiago dos picos máximos de consumo, a potência máxima prevista para 2040 e a tendência do consumo energético estudado na referência bibliográfica nº18.

Será esta a previsão da evolução do consumo de energia na ilha de Santiago para 2040 a analisar, de modo a prever o tempo de funcionamento da turbina-bomba nos seus dois modos de operação.

Como se pode observar o consumo só irá começar a acentuar-se na parte da manhã a partir das 6 horas. Entre as 6 e as 22 horas prevê-se picos entre os 90 e 110 MW.

Durante as 8 horas de baixo consumo de energia por parte do parque electroprodutor, a bomba poderá entrar em funcionamento, para que nas horas de ponta se possa debitar a energia necessária para resposta ao consumo da ilha.

No capítulo 1 foi previsto um consumo anual de 546 GWh de energia na ilha de Santiago, ou seja 1,5 GWh de consumo diário. Se se considerar que apenas uma turbina de 55 MW está a operar, em modo de bomba irá consumir cerca de 478 MWh em 8 horas (já tendo em conta o rendimento em modo de bomba). Considerando o rendimento da turbina de 91,3%, o equipamento irá debitar nas horas cheias e de ponta um valor igual a 402 MWh. Estes valores apresentados representam uma penetração de aproximadamente 27%. Se por outro lado se considerar que as duas turbinas estão operacionais, o consumo em modo de bomba é de 956 MWh e será possível debitar 803 MWh nas horas de ponta e cheias. A penetração nesta situação é de aproximadamente 54%.

O cenário traçado para as duas situações acima referidas está representado na seguinte figura:

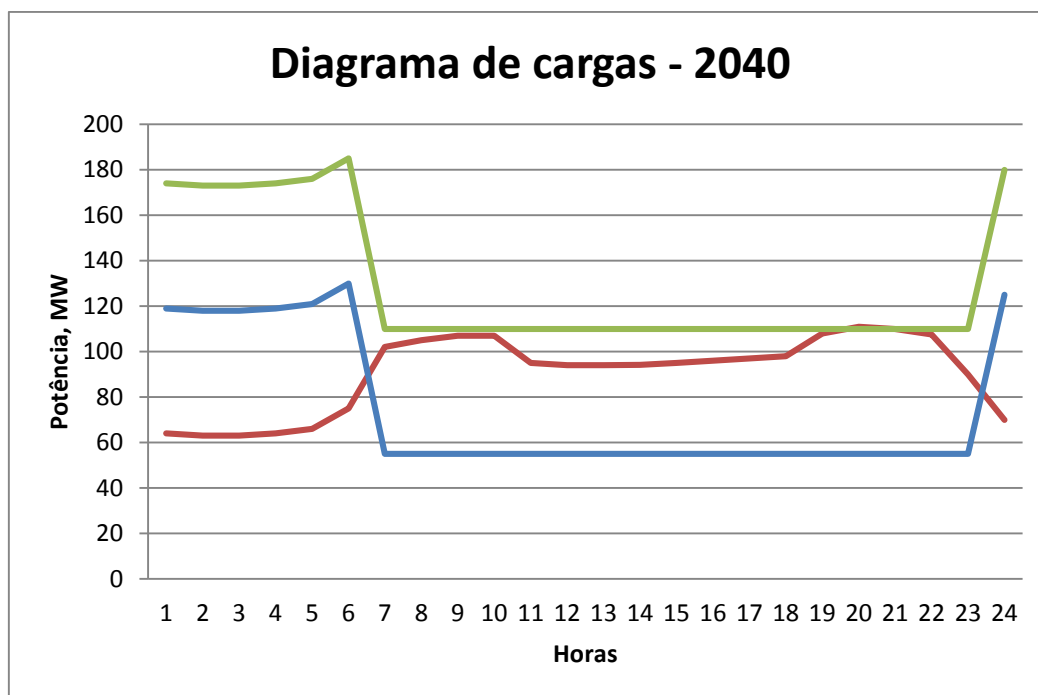


Figura 68 – Diagrama de cargas da ilha de Santiago para 2040

Em que vermelho é a linha do consumo, azul uma turbina em modo de bomba e turbina, verde duas turbinas em modo de bomba e turbina. Sempre que as linhas dos equipamentos hidráulicos ultrapassam a linha de consumo, o equipamento está a trabalhar em modo de bomba.

Como se pode observar com duas turbinas-bomba em operação estamos a aumentar a potência da rede até aos 190MW instalados. Mesmo que embora durante a hora de cheias e pontas se aproveita toda a energia acumulada no reservatório, o auto-sustento é posto em causa devido a incerteza em obter a energia necessária para diariamente bombear o volume de água suficiente para o reservatório.

O segundo cenário, com apenas uma turbina de 55 MW, é mais viável para o ano de 2040 porque em pouco aumenta a potência instalada e debita até 50% na energia necessária nas horas de cheias e pontas, podendo nesse período injectar também na rede energia dos painéis fotovoltaicos, ou outras fontes renováveis.



## Conclusões

Posso afirmar que atingi todos os objectivos anteriormente propostos para este trabalho.

Conheço melhor a realidade energética do meu País, algo que desconhecia totalmente até ao momento. Tenho noções do passado, do presente e de certa forma posso arriscar a apontar números para um futuro não muito distante com uma margem de erro reduzida. Concluo que o parque electroprodutor de Cabo Verde é bastante instável, pois além de se basear na queima de combustíveis fósseis (pesados) num ciclo com rendimentos bastante baixos, as falhas técnicas são uma constante na rede nacional, com especial incidência na capital. O facto da não existência de um parque nacional integrado de energia e de electrificação de alta tensão, obriga à construção de pequenas centrais ineficientes em que a manutenção também nem sempre é a mais adequada. Por um lado colmata-se as necessidades energéticas momentâneas de pequenas zonas citadinas, mas por outro cria-se um ambiente de comodismo e uma inércia em relação à resolução do problema a médio prazo.

Na ilha da capital a procura de energia poderá atingir o valor de 546 *GWh* no ano de 2040 e poderá ser necessário um parque electroprodutor com uma capacidade de 111 *MW*.

Concluo que na ilha de Santiago existe um vasto potencial para a construção de reservatórios, sem que este infrinja as leis e seja localizado numa área ambientalmente protegida. Dentro dessas opções existem várias falésias com a altura propícia à gama de queda das turbinas Francis.

Em termos técnicos, como previsto nos objectivos, a turbina será construída com materiais que protegem o equipamento da erosão e da corrosão. Constatou-se que diferentes partes da Turbina reversível estão sob diferentes condições físicas, como velocidade e pressão. Estas características são tidas em conta na escolha do material de protecção para melhor se adequarem à situação. Os materiais de eleição para a protecção contra a erosão e corrosão são: aço com baixo teor em carbono, aço laminado revestido com *Vinyl Ester*, aços inox austeníticos, martensíticos e endurecidos.

A parte central do desenvolvimento da tese, o dimensionamento da Turbina reversível, permitiu-me retirar várias ilações. Embora haja um compromisso entre o modo de Turbina e o modo de Bomba, as características físicas da Turbina reversível em modo de bomba sobrepõem-se no momento do dimensionamento. Dá-se preferência ao aumento do rendimento em modo bomba, prejudicando o rendimento em modo de turbina porque o consumo de energia da rede dá-se no momento que a bomba começa a transportar o fluido de montante a jusante.

Concluo que os métodos de cálculo para o dimensionamento de uma Turbina reversível são praticamente os mesmos para o cálculo de uma bomba. As equações empíricas de Stepanoff, Weisener, Pfleiderer entre outros continuam a prevalecer no

dimensionamento de equipamentos hidráulicos. Existe bibliografia com informação sobre valores médios para este tipo de equipamentos, mas nada realmente empírico é do conhecimento público ou de fácil acesso pelo público. O conhecimento teórico e prático na área das Turbinas reversíveis é pouco divulgado pelas empresas construtoras especializadas nesta tecnologia.

Ao utilizar o Software de *design* CFTurbo, conclui-se que a discrepância entre os valores calculados através de cálculos empíricos e do Software e informáticos não são grandes. A utilização do programa foi bastante vantajosa porque permitiu validar os cálculos anteriormente efectuados

A instalação de centrais puramente de bombagem tem a grande desvantagem de consumir mais energia do que a que é realmente debitada. Por isso em modo de bomba, seria de extrema importância que a energia consumida fosse produzida por fontes renováveis. Esta hipótese é possível se Cabo Verde investir fortemente nos meios renováveis como a energia eólica, solar, RSU entre outros. O arquipélago tem um potencial eólico e solar estudado de 220 MW e até 2000 kWh/m<sup>2</sup>/ano, respectivamente. Foi previsto um potencial de 2032 MW de energia solar em 5 ilhas de Cabo Verde, do qual 620 MW na ilha de Santiago. O custo de produção eólico estima-se em 50€/MWh contra os 131€/MWh actualmente com os combustíveis fósseis.

Concluo que, depois de prever o diagrama de cargas da ilha de Santiago para 2040, a inclusão de duas turbinas reversíveis com 55 MW é um pouco excessivo devido à potência que se exigiria à rede no modo de bomba e também pela energia requerida pela rede nas horas cheias e de ponta ser inferior ao que a turbina debita, embora o distribuidor consiga modular a potência sem grandes perdas de rendimento. Então o melhor caso seria a entrada em 2040 em funcionamento apenas de uma turbina reversível de 55 MW, não aumentando muito a potência do parque electroprodutor e debitando 50% da energia nas horas cheias e de ponta. A restante energia poderia ser introduzida na rede por meios renováveis, solar, eólica, RSU, etc., e eventualmente por meios fósseis, mas sem que esses sejam uma prioridade.

## Desenvolvimentos Futuros

O trabalho realizado deixa em aberto várias áreas por explorar. Em termos técnicos, deixa uma porta aberta a uma simulação em algum *Software* de CFD de forma a caracterizar o escoamento no equipamento dimensionado.

Em Cabo Verde existem vários estudos referentes ao potencial das energias renováveis. Este facto pode contribuir para analisar uma possível integração entre o sistema de armazenamento por bombagem e fontes de energias renováveis. Como referido em capítulos anteriores, o sistema de bombagem poderia ser considerado como fonte renovável se a Turbina reversível em modo de bomba for alimentada por fontes renováveis, como por exemplo energia eólica. Uma análise mais profunda entre a turbina reversível aqui estudada e a sua integração com outras fontes renováveis fica aqui em aberto para futuros trabalhos ou pesquisas.

Fica também em aberto um estudo comparativo em relação à tecnologia apresentada neste trabalho com outras tecnologias renováveis, dando assim alternativas energéticas ao arquipélago, através de um *Benchmarking*.

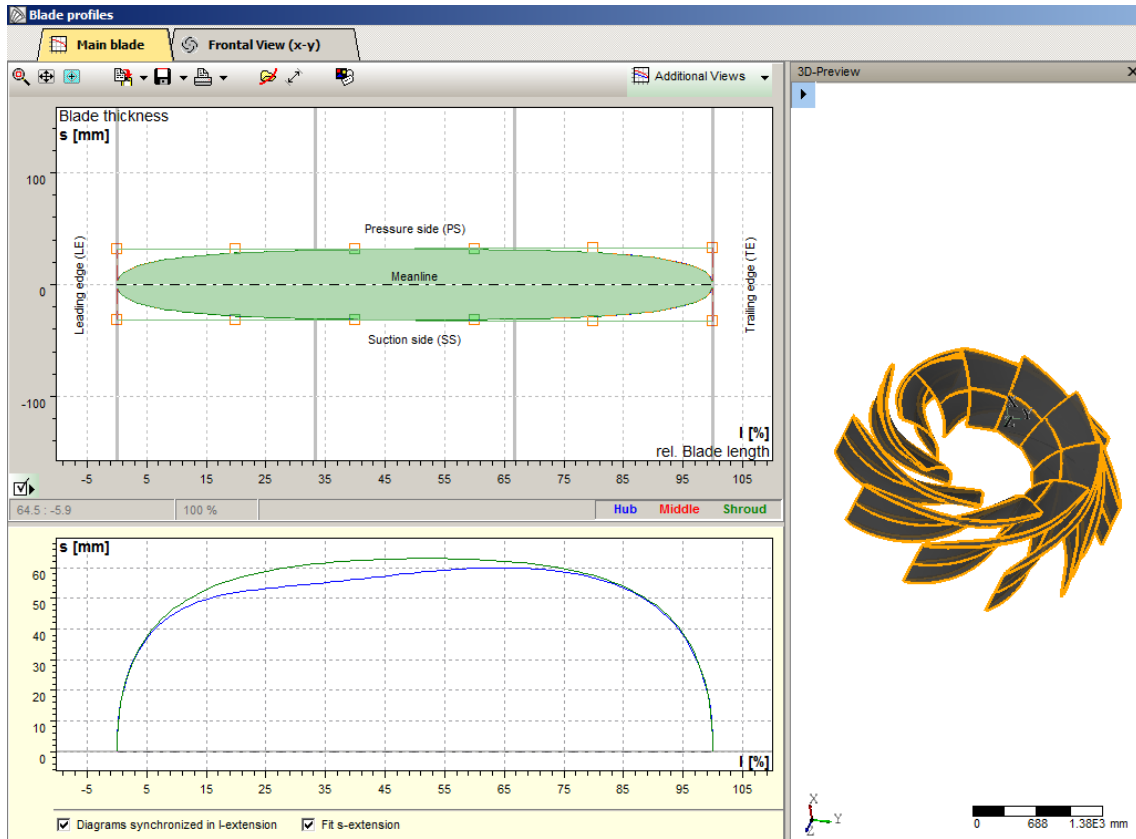


## Referências Bibliográficas/Bibliografia

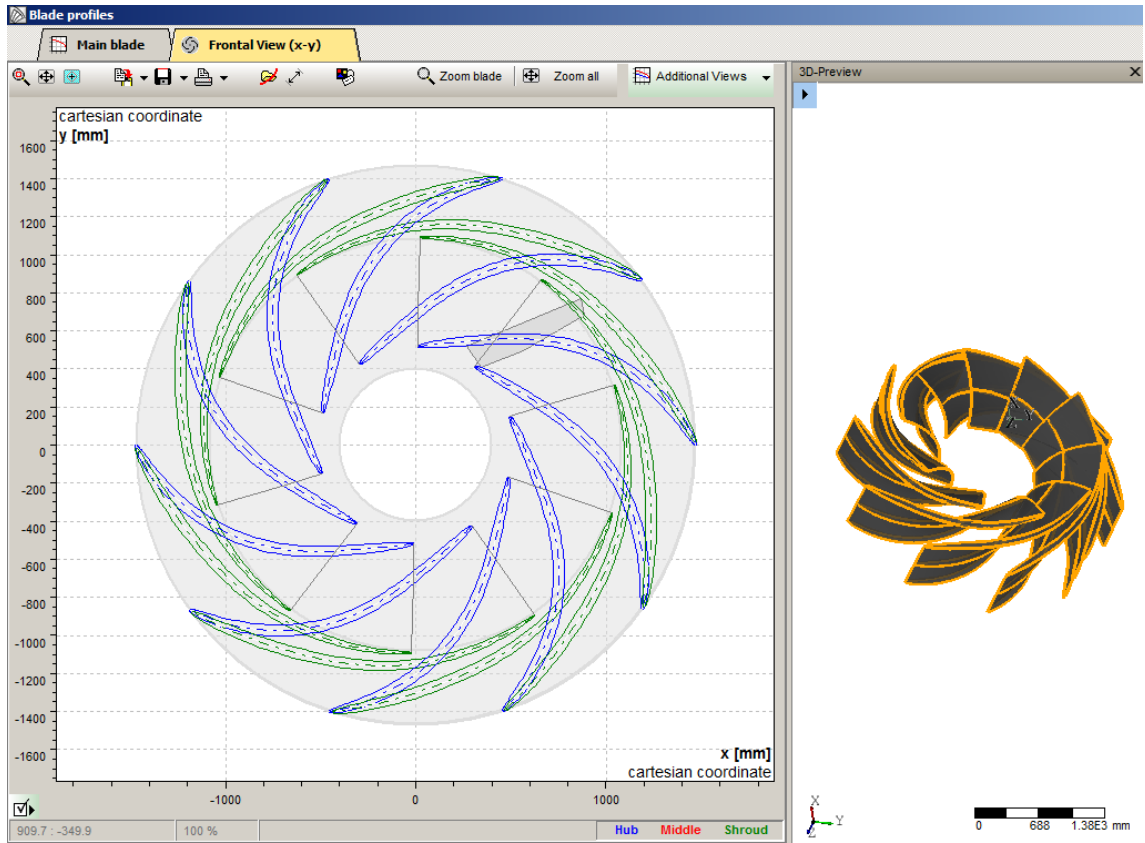
1. Maps and city plans. <http://www.lib.utexas.edu>  
[http://www.lib.utexas.edu/maps/africa/cape\\_verde\\_rel\\_2004.jpg](http://www.lib.utexas.edu/maps/africa/cape_verde_rel_2004.jpg)
2. Relatório e Contas 2012 – Electra [www.electra.cv](http://www.electra.cv)
3. Rádio e Televisão Cabo-verdiana [www.rtc.cv](http://www.rtc.cv)
4. Agência de regulação económica [www.are.cv](http://www.are.cv)
5. Gesto, (2011), Plano Energético Renovável, Lisboa
6. Google Maps, (2014). [www.google.pt/maps](http://www.google.pt/maps)
7. C. G. Duan, V. Y. Karelin, (2002). Abrasive Erosion and Corrosion of Hydraulic Machinery. Imperial College Press
8. United States Department of the Interior Bureau of Reclamation, (1977). Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics. USA
9. A. J. Stepanoff, PhD, (1957) - Centrifugal and axial flow pumps, theory, design and application”. Florida
10. R. K. Turton, (1994). Rotodynamic Pump Design. Cambridge University Press.
11. S. L. Dixon, and C. A. Hall, (2010). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. University of Liverpool
12. Tetsuo Fujihara, Haruo Imano, Katsuhiko Oshima, (1998). Development of Pump Turbine for Seawater Pumped-Storage Power Plant. JSME.ASME
13. M Khetagurov, (1966). Marine Auxiliary Machinery and Systems, Seventh Edition, Moscow
14. Lietuvos Energija, <http://www.kruoniohae.lt/en>
15. Ferrer-Martí, Domenech B, García-Villoria A, Pastor R. A MILP model to design hybrid wind-photovoltaic isolated rural electrification projects in developing countries, European Journal of Operational Research
16. Numerical Wind Atlas Study for Cape Verde, Risø National laboratory, 16th March 2007
17. MARTIFER, Pump projects – Preliminary Document for Discussion, July 2010
18. Optimização do Despacho e Reserva Girante em Sistemas Eléctricos Híbridos, Heleno da Luz Monteiro Sanches, 2012
19. Giesecke, J., Mosonyi, E. Wasserkraftanlagen, Auflage, Berlin: Springer-Verlag



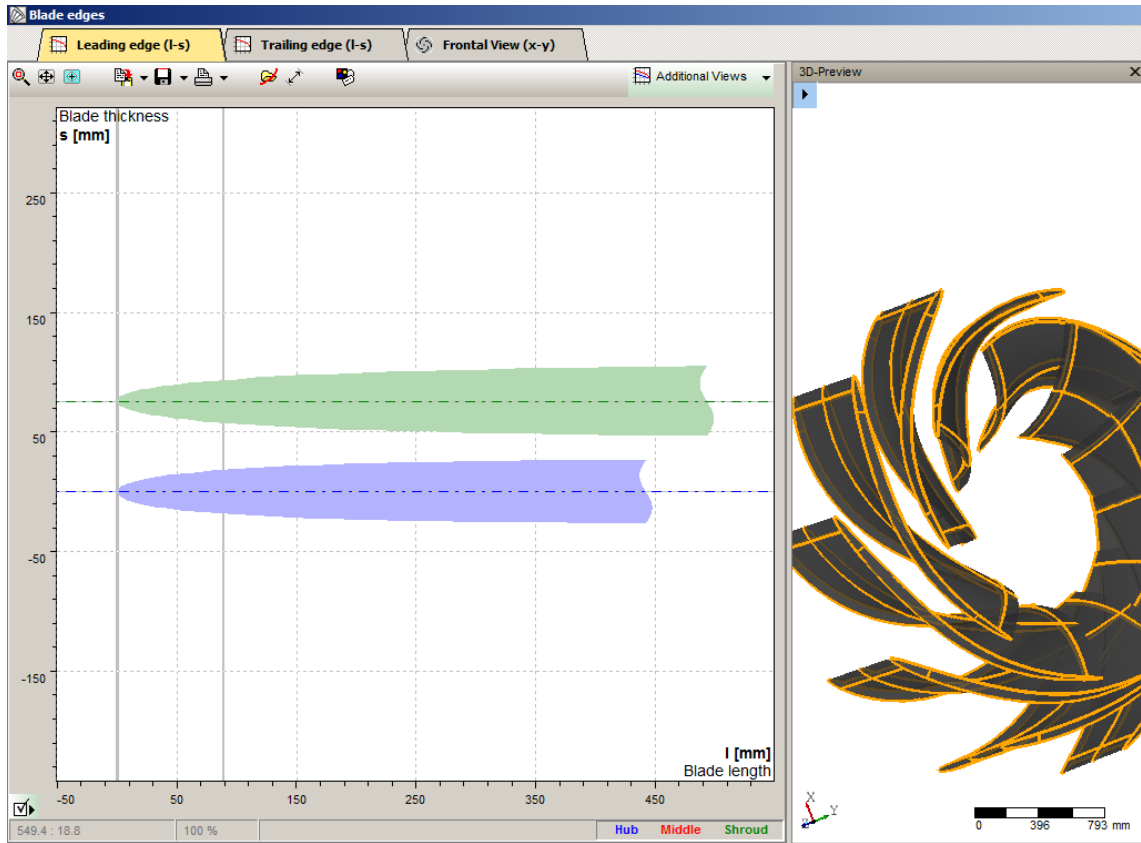
## Anexo A.1 – Rotor, perfil de pás



## Anexo A.2 – Rotor, perfil de pás em 2D e 3D



## Anexo A.3 – Rotor, extremidade das pás



## Anexo A.4 – Rotor, Solid trimming



## Anexo B.1 – Estator, condições iniciais

**Main dimensions**

**General shape**  
 Stator type:

**Blades**  
 Splitter blades  
 Unshrouded Tip clearance:  mm

**1 Extent**   **2 Inlet**   **3 Outlet**

Coupling to Upstream Outlet  In flow direction (Fixed by Upstream Outlet)

**Inlet interface**

|        |   |           |   |           |
|--------|---|-----------|---|-----------|
| Hub    | z | 1368.3 mm | r | 1472.5 mm |
| Shroud | z | 748.25 mm | r | 1470.5 mm |

**Inlet**

Center line    Hub, Shroud

|          |                                 |           |            |           |
|----------|---------------------------------|-----------|------------|-----------|
| Offset   | $\Delta z$                      | 0 mm      | $\Delta r$ | 0 mm      |
| Absolute | z                               | 1057.3 mm | r          | 1471.5 mm |
|          | d <sub>in</sub> /d <sub>2</sub> | 100 %     | d          | 2943 mm   |
| Width    | b <sub>in</sub> /b <sub>2</sub> | 100 %     | b          | 618 mm    |
| Angle    |                                 |           | $\gamma$   | 180.18 °  |

**Meridian preview**   **Information values**

|                              |                 |                          |
|------------------------------|-----------------|--------------------------|
| Average diameter             | d               | 2943 mm                  |
| Width                        | b               | 618 mm                   |
| Inlet area                   | A <sub>in</sub> | 5.7138E6 mm <sup>2</sup> |
| Ratio to previous component: |                 |                          |
| Diameter ratio               | d-Ratio         | 1.00                     |
| Width ratio                  | b-Ratio         | 1.00                     |
| Area ratio                   | A-Ratio         | 1.00                     |
| Meridional velocity          | cm              | 6.5613 m/s               |
| Circ. velocity               | cu              | 38.632 m/s               |
| Velocity                     | c               | 39.185 m/s               |
| Flow angle                   | $\alpha$        | 9.6391 °                 |

## Anexo B.2 – Estator, triângulo de velocidades

**Blade properties**

**1 Blade setup**    **2 Blade angles**

**Number of blades**

z

**Blade shape**

Free-form 3D

**Blade thickness s [mm]**

Used for blade angle calculation to consider blade blockage. Thickness distribution will be defined in "Blade profiles".

|        | Leading edge | Trailing edge |
|--------|--------------|---------------|
| Hub    | 10           | 10            |
| Shroud | 10           | 10            |

**$\alpha_{LE}$ : Incidence**

RQ = Flow ratio shockless / design [%]

|        | Main |
|--------|------|
| Hub    | 100  |
| Shroud | 100  |

i = Incidence angle [°]

|        | Main |
|--------|------|
| Hub    | 0.0  |
| Shroud | 0.0  |

**Information**

Velocity triangles    Values    Optimal  $\alpha_{LE}$

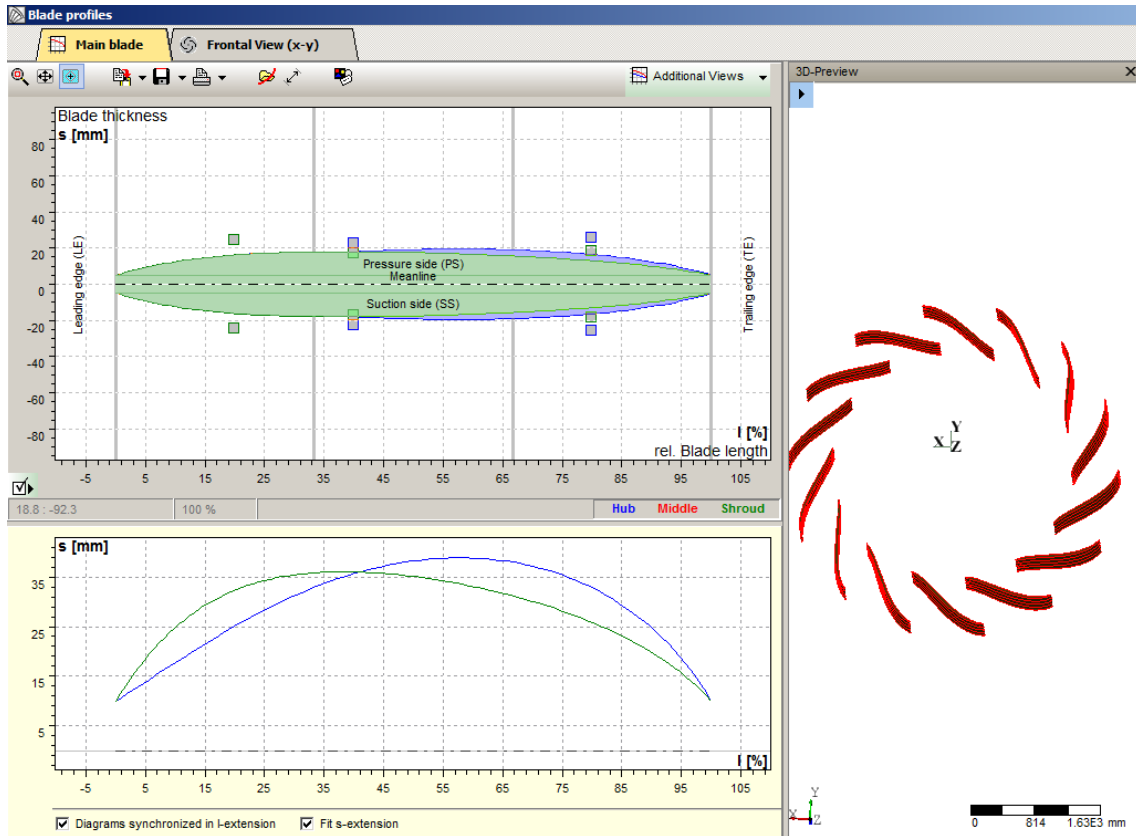
[Click here to enlarge the diagram](#)

cu [m/s]

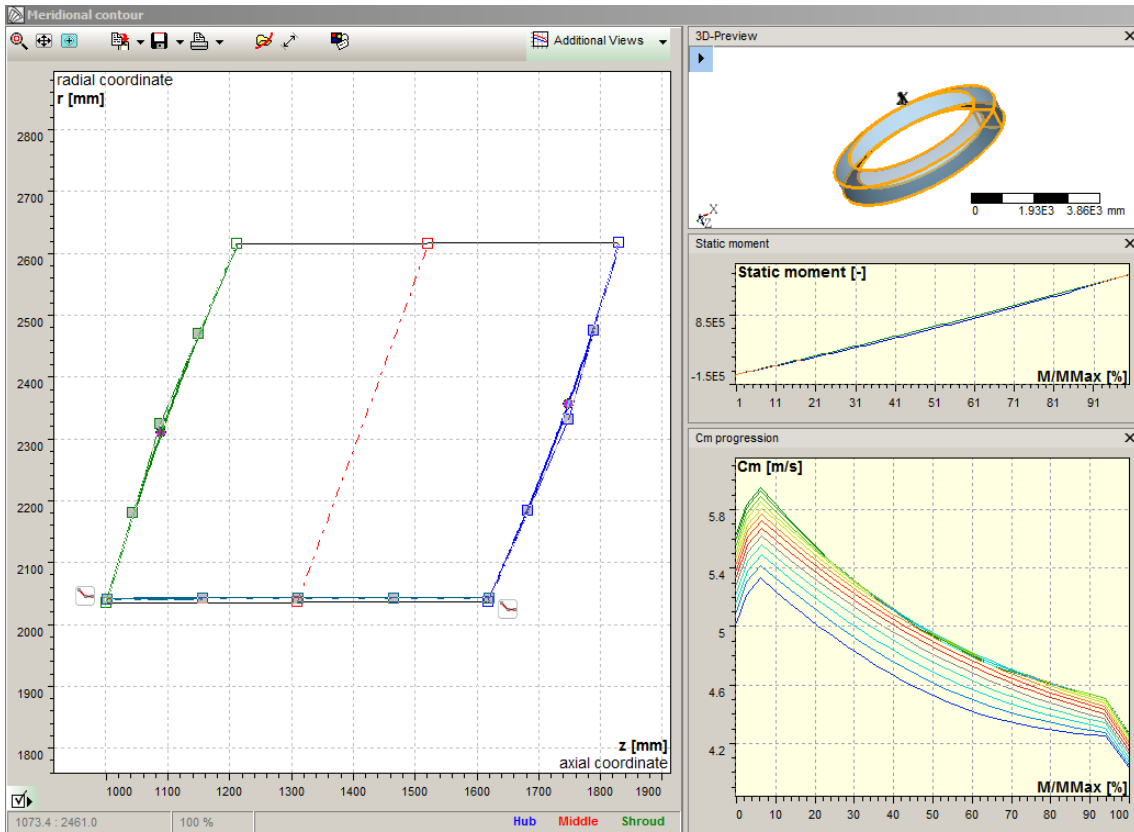
cm [m/s]

Leading edge    Trailing edge

## Anexo B.3 – Estator, perfil das pás



## Anexo B.4 – Estator, contorno meridional



## Anexo C.1 – Distribuidor, triângulo de velocidades

### Blade properties

1 Blade setup
2 Blade angles

**Number of blades**

z  ↕

**Blade shape**

🎨 Free-form 3D

**Blade thickness s [mm]**

Used for blade angle calculation to consider blade blockage. Thickness distribution will be defined in "Blade profiles".

|        | Leading edge | Trailing edge |
|--------|--------------|---------------|
| Hub    | 87.4         | 87.4          |
| Shroud | 87.4         | 87.4          |

**αLE: Incidence**

RQ = Flow ratio shockless / design [%]

|        | Main |
|--------|------|
| Hub    | 100  |
| Shroud | 100  |

i = Incidence angle [°]

|        | Main |
|--------|------|
| Hub    | 0.0  |
| Shroud | 0.0  |

### Information

Velocity triangles
Values
Optimal αLE

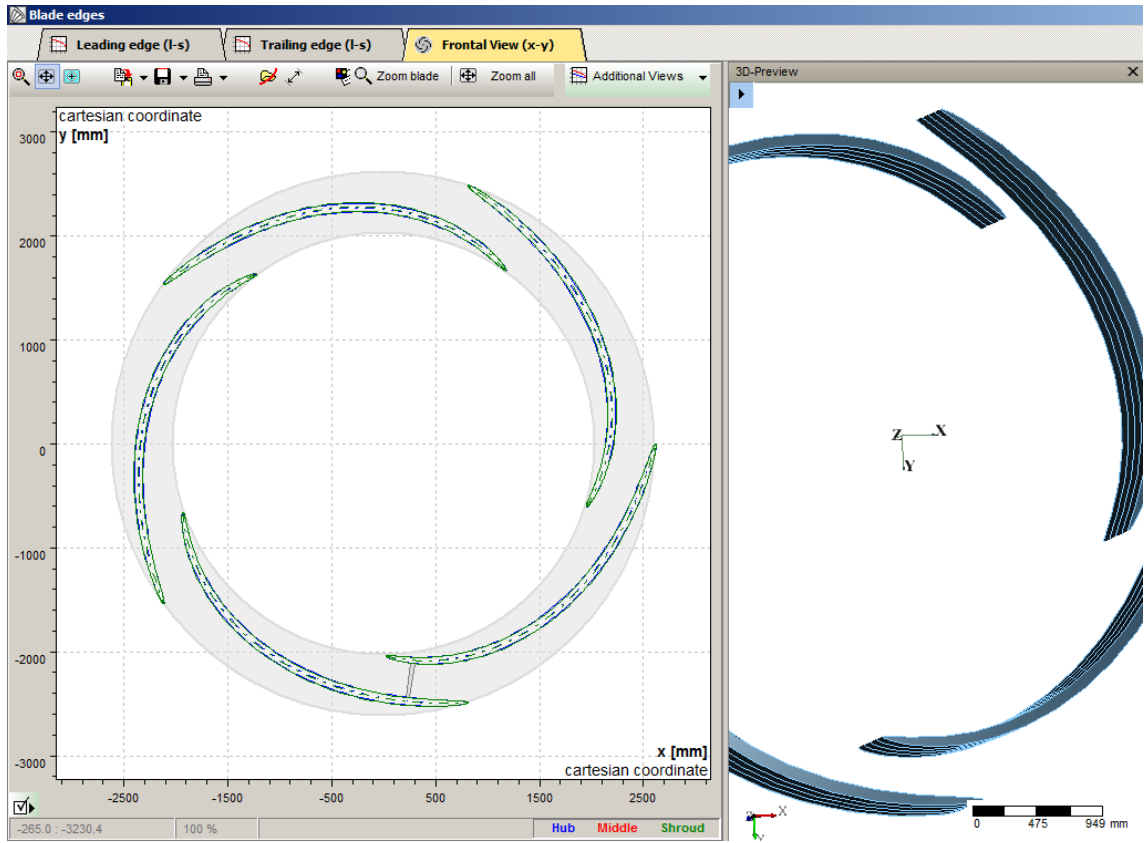
🖼️ [Click here to enlarge the diagram](#)

**cu [m/s]**

Leading edge                      Trailing edge

**cm [m/s]**

## Anexo C.2 – Distribuidor, extremidade das pás



## Anexo D.1 – Entrevista com o Director de planeamento da Electra

Em Setembro de 2013 reuni-me com o director de planeamento da Electra para a região norte do Arquipélago, Engº Hernâni, com propósito de conhecer em primeira mão o funcionamento da principal empresa produtora e distribuidora de energia em Cabo Verde. Resumindo o encontro informal e apresentando os pontos de destaque, temos:

- A produção de energia baseia-se na queima de combustíveis fósseis, como o Gasóleo e fuelóleo
- Existem várias centrais de potências reduzidas para dar resposta a zonas mais remotas, maioritariamente a Gasóleo
- Os custos de produção de centrais a Gasóleo são maiores que as centrais a Fuelóleo
- O preço de venda de energia é uniformizado para todos os consumidores do arquipélago
- O preço de custo dos combustíveis fósseis está dependente da flutuação ao nível do mercado internacional. Isto tem impacto no preço de venda.
- Todos os anos quase 30% da energia distribuída é perdida na rede, sobretudo em roubos
- As linhas de distribuição de energia são antigas e os apagões prolongados são frequentes. Este último por inúmeros motivos.