

Projeto e simulação de turbina hélice para sistemas de ultrabaixa queda e baixas vazões

AZEVEDO, T.M.¹; CAMACHO, R.G.R.²; SANTOS, I. R. B.³

^{1,2} Universidade Federal de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica, Itajubá, MG

³ Universidade Federal de Itajubá, Instituto de Sistemas Elétricos e Energia, Itajubá, MG

Email: tiago.deazevedo@yahoo.com.br

Resumo: Sempre na contramão do que ocorre no mundo, o Brasil possui em sua matriz energética, em sua maioria, a geração por meio de sistemas hidrelétricos, sejam na forma de UHE's, PCH's ou CGH's. Desta forma, o sistema brasileiro necessita constantemente de investimento, tanto na área de estruturas, dado aos eventos ocorridos recentemente com rompimento de barragens, como na área de máquinas, visando o aumento dos rendimentos em máquinas já existentes ou com o desenvolvimento de novas máquinas visando baixas e ultrabaixas quedas. Com esse intuito o trabalho apresenta o projeto, baseado em metodologia conhecida, de uma máquina axial, turbina hélice, com funcionamento com baixas vazões e ultrabaixas quedas. Neste será apresentado as curvas de tendência teóricas desenvolvidas em simulação computacional (CFD). Assim, a máquina apresentada tem a tendência de cumprir o papel de ser, conforme descrito, mais uma opção para a aplicação em campo disponível para o Brasil

Palavras-chave: ultrabaixa queda, turbina hélice, CFD

Propeller turbine design and simulation for ultra-low head and low flow systems

Abstract: Contrary to what is happening in the world, Brazil has in its energy matrix, in the majority, generation through hydropower systems. In this way, the Brazilian system is constantly in need of investment, both in the area of structures, due to the recent events with rupture of dams, and in the area of machines, aiming to increase the yields in existing machines or with the development of new machines aiming low and ultra-low heads. With this purpose the work presents the project, based on known methodology, of a propeller turbine, with low flow and ultra-low heads. In this will be presented the theoretical trend curves developed in computational fluid dynamics simulation (CFD). Thus, the presented machine tends to fulfill the role of being, as described, one more option for the field application available for Brazil

Key Words: ultra-low head, Propeller turbine, CFD

1 INTRODUÇÃO

Na contramão do mundo, o Brasil mantém uma oferta energética que se baseia nas usinas hidrelétricas, em outras palavras, mantém uma base sólida no uso de energias renováveis para o setor elétrico nacional. Segundo dados do Balanço Energético Nacional, publicado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2017), atualmente o Brasil utiliza em sua base 68,1% (Figura 1) de energia hidráulica, contando também com um aumento de percentual de outras fontes como eólica e solar.

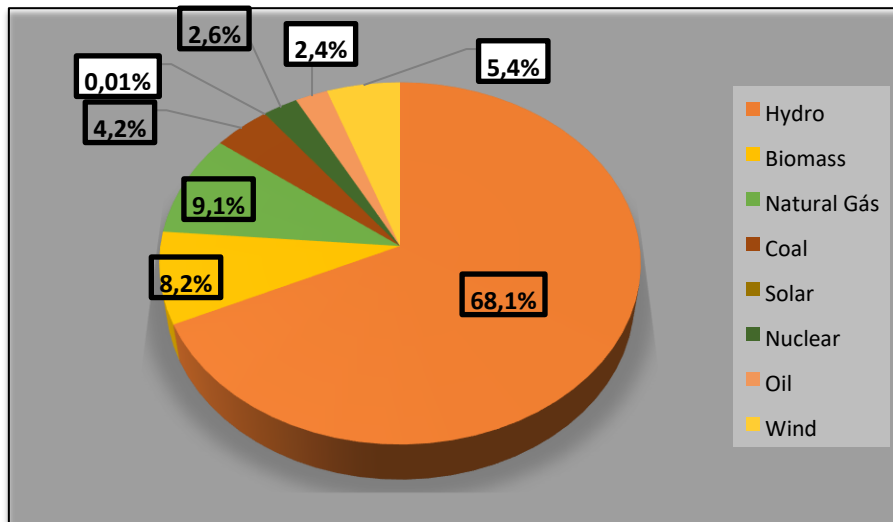


Figura 1: Balanço Energético Nacional. Fonte: EPE (2017) Figure 1: Brazil Energy Supply Balance.

As usinas hidrelétricas são nomeadas de acordo com a potência de geração, como é o caso das usinas hidrelétricas (UHE) com potência acima de 30 MW, das Pequena Central Hidrelétrica (PCH) com potência de 3MW até 30MW e as Central Geradora Hidrelétrica (CGH) com potência de até 3MW.

Porém quando se trata da altura de queda da usina, as nomenclaturas mudam para alta queda (acima de 150 metros), média queda (de 15 a 150 metros), baixa queda (até 15 metros) e ultrabaixa queda (até 5 metros).

Segundo Botan et al. (2018), para condições de ultrabaixa queda, as turbinas axiais vêm apresentando resultados significativos, tornando-se uma alternativa para a geração descentralizada de baixo impacto. Por isso, as turbinas axiais para aproveitamento de quedas ultrabaixas têm sido amplamente estudadas no mundo (ALEXANDER; GIDDENS; FULLER, 2009).

2 MATERIAL E MÉTODOS

O presente trabalho apresenta-se como parte do desenvolvimento de um projeto de mestrado que visa, entre outros fatores, apresentar a relação existente entre a teoria das máquinas de fluxo, o projeto de uma máquina e o ensaio laboratorial (SOUZA, 2011a), conforme descrito na Figura 2. Tal iteração entre as partes se torna necessária quando determinados sistemas apresentam limitações de projeto, como o presente trabalho lhes apresentará.

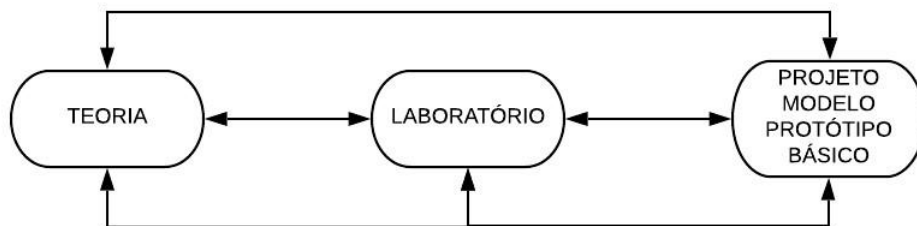


Figura 2: Relações entre a teoria, o projeto e o ensaio laboratorial. Fonte: Souza (2011) Figure 2: Relationships between theory, design and laboratory testing.

A proposta para o desenvolvimento deste trabalho implica em utilizar uma bancada de testes já existente e elaborar um projeto de máquina hidráulica para operar em sistemas de ultrabaixa queda, de modo a utilizar as limitações impostas pela bancada como fator restritivo.

A bancada denominada de Laboratório Hidromecânico Didático-Científico (LHDC) referente a Figura 3, pertencente ao Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH) da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) possui em seu sistema um conjunto para estudo de máquinas hidráulicas, porém, esse conjunto, possui alguns fatores restritivos devido a sua construção e montagens iniciais.



Figura 3: Bancada de ensaio do LHDC.
Figure 3: Test Bench from LHDC.

Os denominados “fatores restritivos” são considerados como fatores físicos de construção que não podem ser alterados, como: o diâmetro externo da tubulação, os diâmetros internos das ogivas de entrada e saída, espaçadores e flanges de fixação.

Além disso, outro fator restritivo da bancada de testes encontra-se no campo de operação da bomba presente (

Figura 4) que fornecerá a vazão e a altura de queda (por meio da relação de pressão) para os ensaios da máquina projetada.

Tendo esses dados como base de projeto, utilizou-se as teorias de asa de sustentação e a equilíbrio radial para projetar uma turbina hidráulica axial, tipo hélice, para funcionar sobre os fatores restritivos.

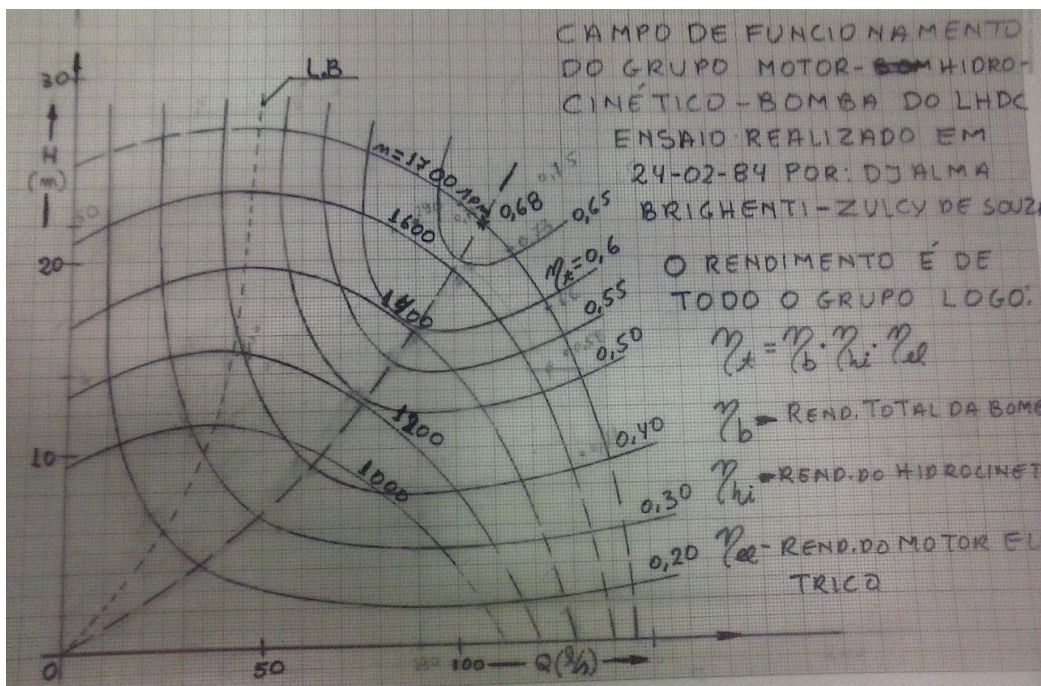


Figura 4: Campo de funcionamento do grupo motor-bomba.

Figure 4: Operating range of the motor-pump unit.

As teorias dominantes, utilizadas na metodologia usada por Souza (2011b), consistem, como supracitado, na teoria da asa de sustentação aplicando a teoria de escoamento potencial, permitindo determinar a distribuição de pressões e força de sustentação da asa quando servida de baixos ângulos de ataque; além da condição de equilíbrio radial que permite estabelecer, em fluxos axiais, a distribuição de velocidade nos perfis.

Assim, tendo posse dos fatores restritivos e das teorias que dominam o projeto de máquinas hidráulicas, é possível conceituar os dados básicos de projeto, tal como os triângulos de velocidade para a elaboração da máquina hidráulica.

A partir desse ponto foi feito a análise via dinâmica dos fluidos computacional (CFD) do ponto ótimo de projeto e assim levantado a curva de rendimento. Para essa análise foi utilizado os softwares ICEM® para o desenvolvimento do modelo, tal como a geração de malha para estudo e, por conseguinte, o CFX® para o processo iterativo de cálculos, nos quais serão demonstrados no item a seguir.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Projeto de Máquina Axial

Pelos fatores restritivos supracitados, foi considerado primeiramente compreender qual a faixa de operação a máquina a ser projetada iria operar, baseando-se na

Figura 4. Assim, foi previsto, uma faixa de operação ótima que variasse entre 50 L/s e 160 L/s, com uma altura geométrica também variável de 1 a 2,5 m.

Sendo assim, tendo esses fatores determinados foi possível prever que a faixa de operação pela rotação específica da máquina (Equação (1)) varia dentro do campo de operação (Quadro 1) das máquinas axiais (acima de 500), tornando a turbina tipo hélice a escolha mais satisfatória.

$$n_{qA} = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{(g \cdot H_{geo})^{3/4}} \cdot 10 \quad (1)$$

Sendo:

- n_{qA} : rotação específica;
- Q : vazão volumétrica [m³/s];
- n : rotação [rpm];
- g : aceleração da gravidade equivalente a 9,79 m/s² (cidade de Itajubá);
- H_{geo} : altura geométrica [m].

Quadro 1: Valores referentes a rotação específica da máquina.

Chart 1: Values for specific machine rotation.

Q [m ³ /s]	H _{geo} [m]	n [rpm]	n _{qA}
0,16	2,5	900	545
0,05	1	900	606

Seguindo com os fatores restritivos, tem-se também os fatores construtivos, nos quais, para a metodologia aplicada, será de suma importância, pois mantém fixo a relação de diâmetros (externo e cubo) da máquina a ser projetada.

Com um diâmetro externo do tubo referente a 190mm, foi necessário prever uma folga para que houvesse a rotação do rotor sem atrito com as paredes do tubo, sendo assim, foi considerado uma folga de 1mm (valor escolhido para evitar a perda por fuga), de modo que o diâmetro externo do rotor foi fixado em 188mm. Já o diâmetro do cubo foi necessariamente fixado em 112 mm, de modo a atender os diâmetros das ogivas e espaçadores. Assim, a relação entre os diâmetros interno e externo do rotor se mantiveram na ordem de “0,6”, o que implica nos cálculos referentes aos triângulos de velocidade das teorias da asa de sustentação.

Dessa maneira, tendo determinado os itens básicos de projeto como altura de queda, vazão e fatores construtivos, foi aplicada a metodologia referente as teorias de asa de sustentação e equilíbrio radial promovendo assim os cálculos dos triângulos de velocidade da máquina a ser projetada (Quadro 2 e Figura 5).

Quadro 2: Valores para desenho dos triângulos de velocidade. Chart 2: Values for drawing speed triangles.

Cubo															
u4=u5	5,28	cm=c4	3,35	w4	6,25	beta4	32,41	c5	3,98	w5	4,59	beta5	46,87	Δcu	2,14
Seção Média															
u4=u5	7,07	cm=c4	3,35	w4	7,82	beta4	25,36	c5	3,71	w5	5,96	beta5	34,20	Δcu	1,60
Externo															
u4=u5	8,86	cm=c4	3,35	w4	9,47	beta4	20,72	c5	3,58	w5	7,51	beta5	26,50	Δcu	1,27

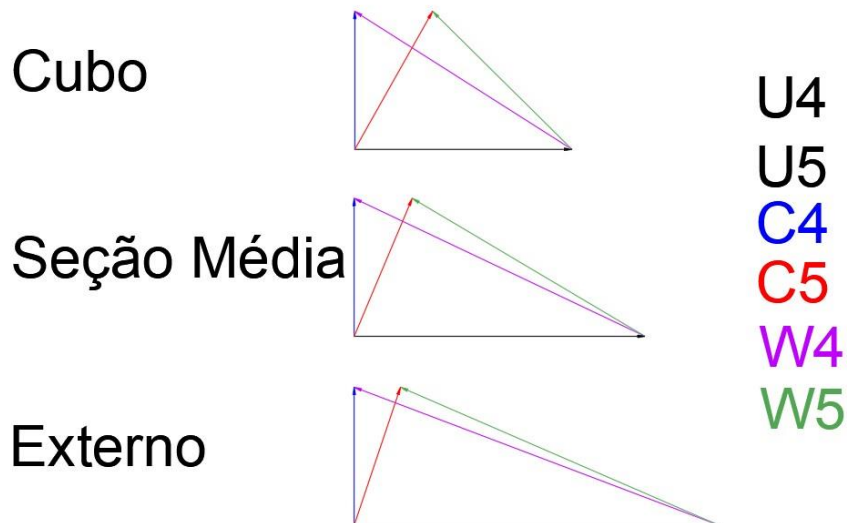


Figura 5: Representação dos triângulos de velocidade. Figure 5: Representation of speed triangles.

Do quadro e da figura, entende-se os subscritos “4” e “5” como as denominações de entrada e saída, respectivamente, do rotor. Enquanto, as letras possuem os seguintes significados:

- u : velocidade circunferencial na entrada (4) e na saída (5);
- c : velocidade absoluta na entrada (4) e na saída (5);
- w : velocidade relativa na entrada (4) e na saída (5);
- β : ângulo de entrada (4) e saída (5) do escoamento no rotor.

Tendo provado as teorias de asa de sustentação, utiliza-se dos cálculos para a montagem dos perfis no rotor de modo que, com os valores do ângulo de entrada de escoamento, se determina os ângulos de projeto referenciados como “A”, “B” e “C” da Figura 6 a seguir.

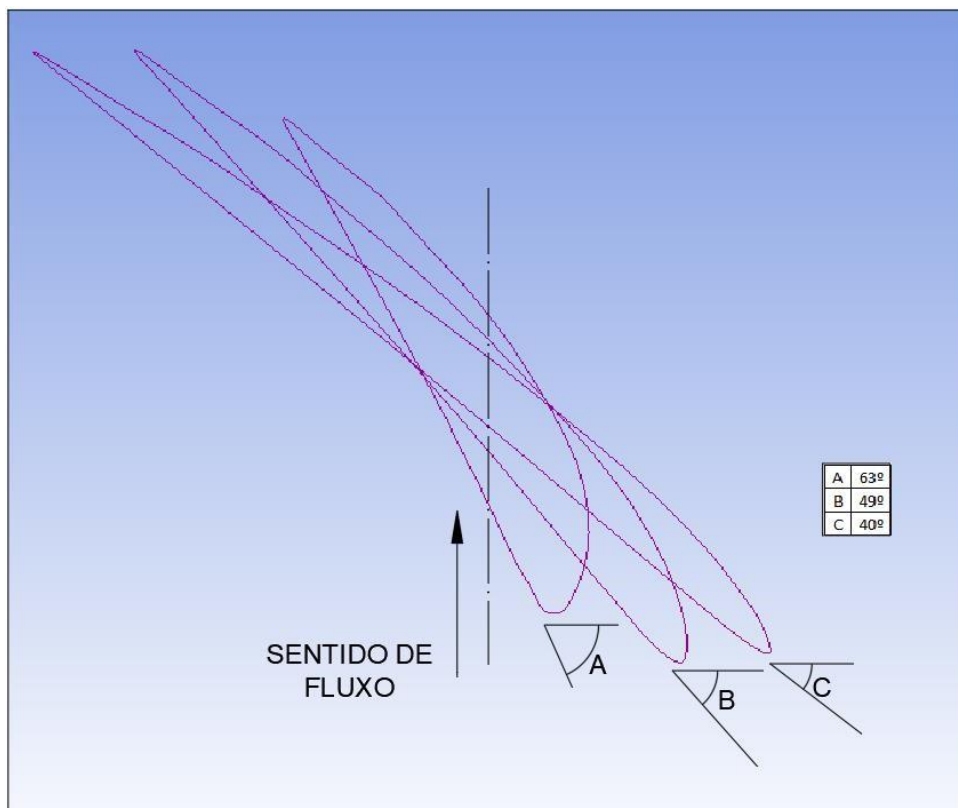


Figura 6: Perfis empilhados para montagem das pás do rotor.
Figure 6: Stacked profiles for setting rotor blades.

Assim sendo, manipulando o software ICEM®, foi possível desenhar o rotor com todas as pás, incluindo o desenho esquematizado do cubo do rotor, conforme Figura 7.

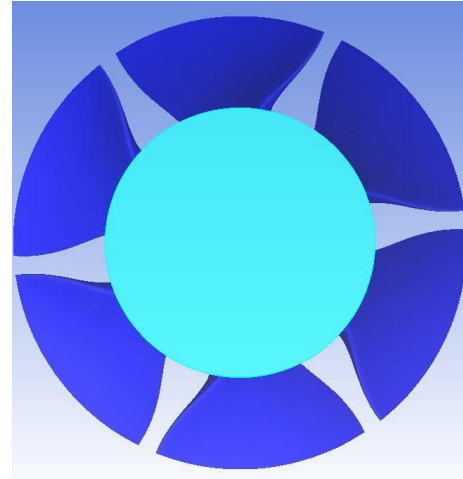


Figura 7: Rotor projetado.

Figure 7: Rotor designed.

Analogamente ao rotor, utilizando os valores dos ângulos de entrada do escoamento no rotor (β_4) e, compreendendo que, para o sistema distribuidor, o ângulo de entrada do escoamento deve ser de 90° , tal sistema foi projetado. Na Figura 8 é possível analisar o sistema diretor.

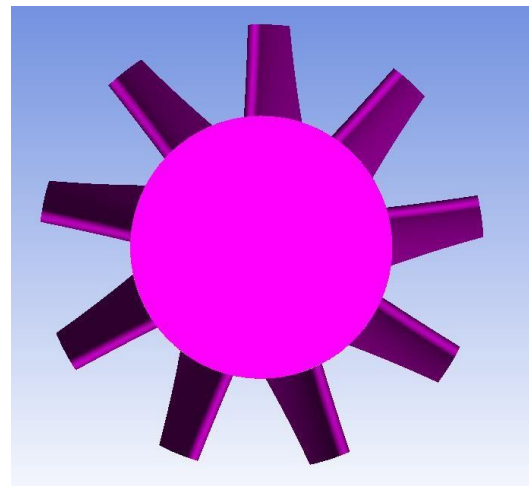
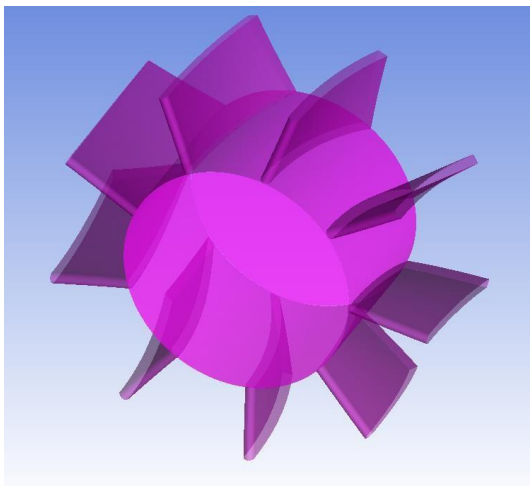


Figura 8: Sistema distribuidor projetado.

Figure 8: Distributor system designed

3.2 Simulação e Resultados

Com os sistemas rotor-distribuidor projetados, iniciou-se a etapa de simulação numéricocomputacional. Nesta etapa, o sistema foi seccionado de forma a manter em foco apenas uma seção do distribuidor e uma seção do rotor.

Além disso, o sistema foi dividido, conforme mostrado na Figura 9, em três partes, sendo:

- Entrada e distribuidor (fixa);
- Rotor (móvel);
- Saída (fixa).

Essa divisão foi estabelecida de forma a aplicar no software as condições de contorno para desenvolvimento dos cálculos.

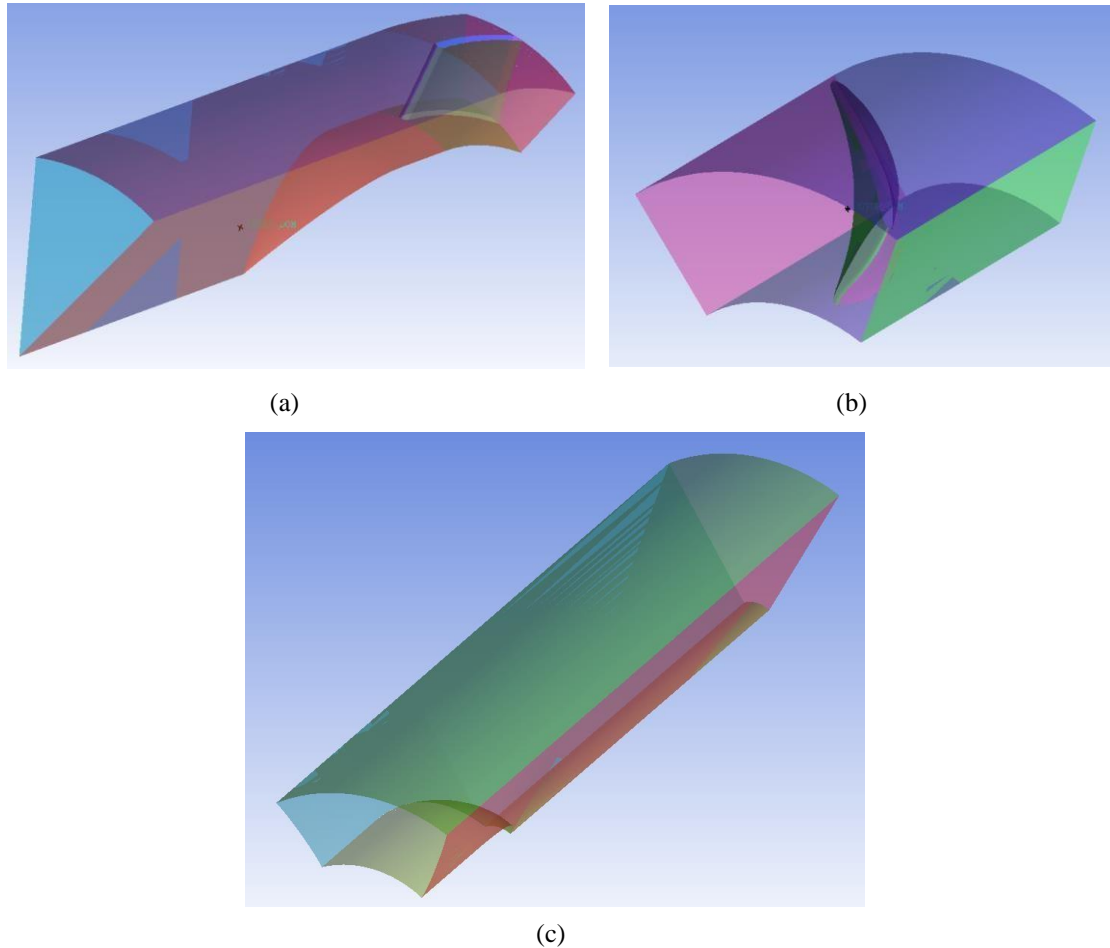


Figura 9: Partes para a simulação (a) entrada e distribuidor, (b) rotor e (c) saída.
 Figure 9: Parts for simulation (a) inlet and distributor, (b) rotor and (c) outlet.

O desenvolvimento da simulação feito no CFX®, foi estabelecido utilizando a variação supracitada, com valores de vazão que variam entre 101 L/s e 156 L/s. A variação, demonstrada no Quadro 3, apresentou os seguintes resultados.

Quadro 3: Resultados da simulação.
 Chart 3: Simulation results.

Vazão [m ³ /s]	Torque [Nm]	Potência de Eixo [W]	Altura [m]	Potência Hidráulica [W]	Rendimento Teórico [%]
0,101	2,076	195,669	0,520	514,921	38,0%
0,105	4,064	383,011	0,696	716,448	53,5%
0,109	6,299	593,654	0,886	944,644	62,8%
0,117	11,575	1090,931	1,303	1488,539	73,3%

0,133	23,589	2223,238	2,144	2775,964	80,1%
0,148	37,542	3538,267	2,978	4309,285	82,1%
0,156	45,762	4312,946	3,434	5229,748	82,5%

Assim, com os resultados presentes acima, foi possível levantar as curvas de tendência para a potência hidráulica da máquina, para a potência de eixo e para os rendimentos da máquina (Figura 10) para as diferentes vazões à uma rotação constante.

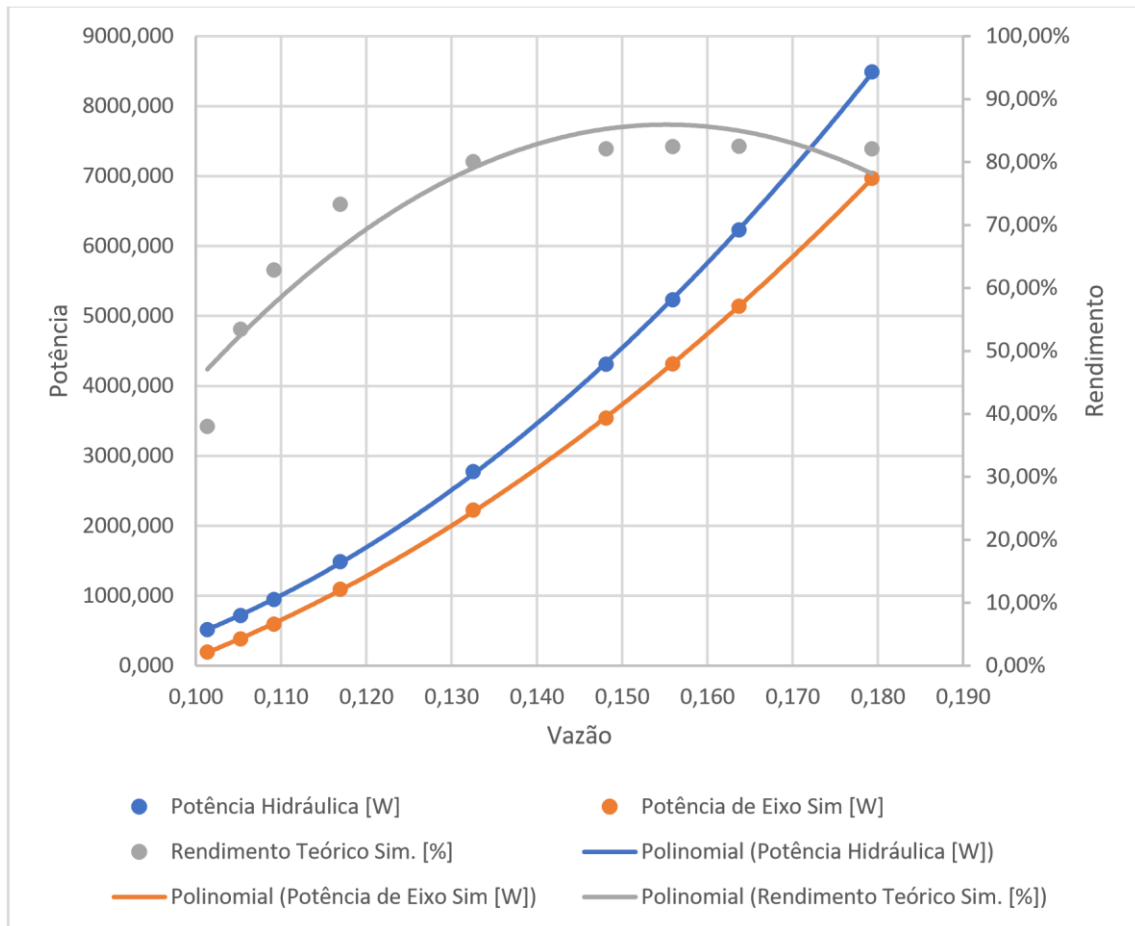


Figura 10: Relação da potência hidráulica, potência de eixo e eficiência da máquina.
 Figure 10: Relation of hydraulic power, shaft power and machine efficiency.

Com a figura acima é possível notar que o rendimento máximo da curva de tendência, tanto quanto os pontos de simulação se encontram dentro do campo de funcionamento da bancada; alcançando um valor de 82,5% de rendimento máximo, com uma potência hidráulica de 5229,748 W e uma altura total de queda de 3,434 m.

4 CONCLUSÃO

Dentro das proporções de projeto, o modelo desenvolvido tinha como parâmetros iniciais uma variação de altura e vazão disponíveis no banco de ensaios. Contudo, com o uso de metodologias de projeto de máquinas, utilizadas e citadas por autores como Souza (2011b, 2011a), foi possível projetar uma máquina para os devidos fins.

Com o objetivo de projetar uma máquina para funcionamento em sistemas de ultrabaixa queda, a turbina hélice em questão provou-se ser funcional, apresentando um rendimento de 82,5% para uma altura de queda de 3,43 metros e vazão de 156 L/s, com uma rotação constante de 900 rpm.

5 AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES pela bolsa de estudos no programa de Mestrado em Engenharia Mecânica, tal como o CERPCH-LHPCH pela oportunidade de utilizar um de seus laboratórios para o desenvolvimento desse.

6 REFERÊNCIAS

ALEXANDER, K. V.; GIDDENS, E. P.; FULLER, A. M. Axial-flow turbines for low head microhydro systems. **Renewable Energy**, v. 34, n. 7, p. 1885–1894, 2009. BOTAN, A. C. B. . et al. Transposition of efficiencies between prototype and model of an axial turbine for ultra-low heads using Computational Fluid Dynamics tool. p. 11, 2018.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco energético nacional**. [s.l: s.n.].

SOUZA, Z. DE. **Projeto de Máquinas de fluxo: TOMO I Base Teórica e Experimental**. 1. ed. [s.l: s.n.].

SOUZA, Z. DE. **Projeto de Máquinas de Fluxo: Turbinas Hidráulicas com Rotores Axiais**. 1 ed. ed. Rio de Janeiro: Editora Acta Ltda., 2011b.