

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UMA TURBINA DE MÚLTIPLOS DISCOS

por

Gabriel Pettenuzzo Novo

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2018

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UMA TURBINA DE MÚLTIPLOS DISCOS

por

Gabriel Pettenuzzo Novo

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Sérgio Viçosa Möller

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Prof. Aline Ziemniczak

Porto Alegre, 15 de junho de 2018.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha família, pelo apoio incondicional, companhia e suporte durante todos esses anos. Sem eles o caminho teria sido muito mais árduo.

Ao professor e orientador Paulo Smith Schneider, pela paciência e dedicação ao transmitir conhecimentos.

Ao André Thomazoni, pela disponibilidade em auxiliar no desenvolvimento do trabalho.

Aos colegas do laboratório LETA da UFRGS, João Batista da Rosa, Ruddy Antaquera e Charles Rech pelo apoio e colaboração na realização dos testes e coleta de dados.

A todos os amigos que conheci ao longo da faculdade, pela parceria, camaradagem e contribuição.

NOVO, G.N. **Estudo Experimental de uma Turbina de Múltiplos Discos**. 2018. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

RESUMO

O presente trabalho propõe o estudo e análise do desempenho experimental de uma turbina de múltiplos discos construída no Laboratório de Ensaio Térmicos e Aerodinâmicos (LETA) da UFRGS. A turbina opera com ar comprimido como fluido de trabalho. Para cada pressão de entrada imposta ao sistema, diferentes regimes de rotação são estabelecidos através de um Freio de Foucault acoplado ao eixo do rotor. Os ensaios são registrados em regime permanente para cada uma das condições iniciais, sendo adquiridos dados de pressão, temperatura, rotação e torque. Os valores de vazão mássica, potência, eficiência isentrópica e suas incertezas são calculados com auxílio do *software Engineering Equation Solver (EES)*. Diferentes arranjos de discos do rotor são testados e suas eficiências isentrópicas comparadas. Os resultados indicam que a maior eficiência ($16,13 \pm 0,82\%$) é alcançada pelo rotor com o maior número de discos (8 discos) e o menor espaçamento entre eles (1 mm), à uma pressão de 400 kPa e rotação média de 5000 rpm.

PALAVRAS-CHAVE: Turbina Tesla, Turbina de múltiplos discos, Bancada Experimental, Desempenho.

NOVO, G.N. **Experimental Study of a Multiple Disk Turbine**. 2018. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

ABSTRACT

The present work proposes the study and the analysis of the experimental performance of a multiple-disk turbine built in the Laboratory of Thermal and Aerodynamic Studies (LETA) at the Federal University of Rio Grande do Sul (UFRGS). The turbine operates with compressed air as its working fluid. For each inlet pressure, different rotation regimes are established through a Foucault brake attached to the turbine's shaft. The tests are recorded in steady state for each initial condition, and then pressure, temperature, rotation and torque data are acquired. The values of mass flow rate, power, isentropic efficiency and its uncertainties are calculated with aid of the *software Engineering Equation Solver (EES)*. Different disks arrangements for the rotor are tested and their isentropic efficiencies are compared. The results show that the highest efficiency ($16,13 \pm 0,82\%$) is reached by the rotor built with the largest number of disks (8 disks) and the smallest gap between them (1 mm), at a pressure of 400 kPa and average rotation speed of 5000 rpm.

KEYWORDS: Tesla turbine, Multiple disks turbine, Experimental workbench, Performance.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	1
2.	OBJETIVO.....	1
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
4.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
5.	METODOLOGIA.....	4
5.1	Características da Turbina de Múltiplos Discos.....	4
5.2	Características da Bancada Experimental.....	4
5.3	Configurações do Rotor.....	5
5.3.1	Configuração do Rotor A.....	5
5.3.2	Configurações do Rotor B.....	6
5.4	Configurações de Operação.....	6
5.4.1	Instrumentação e Coleta de Dados.....	7
6.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	9
6.1	Comportamento da Turbina Utilizando Rotor B.....	9
6.2	Comportamento da Turbina Utilizando Rotor A.....	11
6.3	Comparações entre o Rotor B de 8 Discos e o Rotor A.....	13
7.	CONCLUSÃO.....	14
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
	APÊNDICE A - Incerteza.....	17
	APÊNDICE B – Comparação entre potência do Rotor B com 8 discos e Rotor A.....	18
	ANEXO A – Critério de Chauvenet.....	18
	ANEXO B – Cálculo das incertezas.....	19

1. INTRODUÇÃO

Muito se discute a respeito do impacto resultante do aumento no consumo de combustíveis fósseis em decorrência da alta demanda energética mundial. A queima desses combustíveis a fim de produzir energia elétrica, movimentar máquinas, operar sistemas, etc, provoca a emissão de gases causadores do efeito estufa, podendo-se destacar a presença do dióxido de carbono (CO_2) (IPCC, 2001). No entanto, apesar dos investimentos e empenho dos mais variados profissionais envolvidos no tema em questão, ainda não se faz possível substituir integralmente as fontes convencionais de produção de energia.

Sendo assim, uma forma de diminuir o consumo de combustíveis fósseis e conseqüente emissão de gases de efeito estufa é através do aumento da eficiência de sistemas já existentes, assim como a exploração energética de cargas com baixa disponibilidade. Neste contexto, pode-se citar a utilização de ciclos térmicos orgânicos para recuperação energética de cargas com baixo potencial. No entanto, tal escolha esbarra na complexidade do sistema, assim como o alto custo envolvido.

Dessa maneira, uma alternativa a fim de superar tal obstáculo é a utilização da turbina de múltiplos discos (TMD). Devido à possibilidade de recuperação energética de correntes com baixa disponibilidade, simplicidade e baixo custo de fabricação, ausência de problemas relacionados a cavitação, a turbina de múltiplos discos torna-se muito atraente quando inserida no contexto acima mencionado.

2. OBJETIVO

O presente trabalho tem por objetivo analisar experimentalmente o desempenho de uma turbina de múltiplos discos em escala reduzida a diferentes configurações do rotor e variadas condições de operação. Serão analisados os seguintes fatores:

- Espaçamento entre os discos do rotor;
- Quantidade de discos;
- Pressão de admissão da turbina;
- Rotações da turbina.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O primeiro registro relacionado ao estudo de uma turbina de múltiplos discos (TMD) é creditado ao inventor croata Nikola Tesla. Devido a essa invenção e pelo registro de patente realizado, a TMD é também conhecida como turbina Tesla (Cairns, 2003). O primeiro protótipo patenteado por Tesla pode ser observado na Fig. 3.1. Segundo registros, a potência gerada pela primeira turbina atingiu um valor de 30 HP (Cairns, 2003). Tal dispositivo era composto de 8 discos de 6" de diâmetro cada e alimentado com ar comprimido.

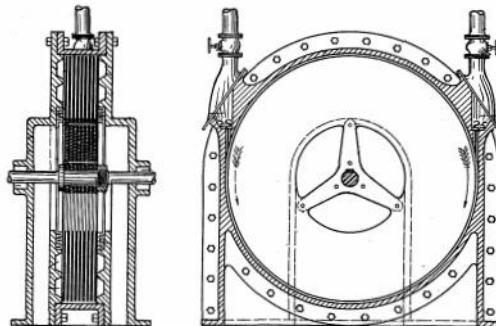


Figura 3.1 – Desenho esquemático da turbina de múltiplos discos patenteada por Nikola Tesla em 1910. (Cairns, 2003)

Atraído pelas inúmeras possibilidades que este novo conceito poderia gerar, Nikola desenvolveu inúmeros outros projetos e patentes com o mesmo princípio operacional, como

outros modelos de turbinas, bombas, compressores, entre outros. Baseado no mesmo princípio de sua primeira patente, Tesla desenvolveu uma turbina a vapor de 100 HP. Além desta, foram realizados testes com uma turbina composta de um rotor de 18" de diâmetro, em que atingiu uma potência de 200 HP (Cairns, 2003). Apesar das grandes expectativas devido à simplicidade no que diz respeito à construção da TMD, pesquisas relacionadas a este princípio ficaram estagnadas durante um longo tempo devido à baixa qualidade dos materiais disponíveis no período em que se iniciaram as pesquisas, assim como o baixo desempenho se comparado às turbinas convencionais da época (Cairns, 2003). No entanto, pesquisas posteriores indicaram que dispositivos operando com o mesmo princípio poderiam se tornar competitivos em aplicações que requeiram baixa potência e baixo custo (Cairns, 2003). Sendo assim, devido à sua versatilidade, capacidade de operação com fluidos de título variável, impurezas e/ou muito viscosos, novos estudos e experimentos voltaram a ser realizados. A seguir podem ser verificados alguns estudos relevantes que foram desenvolvidos em relação à turbina Tesla.

Armstrong, 1952, construiu uma turbina Tesla composta de 10 discos e com espaçamento de 7" entre si. Tal dispositivo gerou uma potência de 1,11 HP e uma eficiência de 14%.

Rice, 1965, realizou experimentos com turbinas de múltiplos discos com pressões de admissão que variaram entre 690 kPa e 860 kPa. Parâmetros como espaçamento de discos, número de discos e diferentes angulações de injeção de fluidos foram analisados. Obtiveram-se eficiências isentrópicas que variaram de 16,5% a 25,8%. O próprio autor menciona que fatores como perda de energia nos bocais, perdas relacionadas ao espaçamento existente entre os discos e a carcaça, assim como o atrito nos mancais influenciaram na baixa eficiência registrada. O estudo de Rice também verificou que rotores construídos com vãos menores entre si obtiveram valores de eficiência mais elevados quando comparados com rotores de vãos maiores.

Cairns, 2003, expõe uma revisão do estado da arte das turbinas de múltiplos discos. O autor afirma que as TMDs possuem grande potencial como alternativas aos convencionais rotores de combustão interna, principalmente na indústria automotiva e aeronáutica.

Guha e Smiley, 2010, promoveu um estudo relacionado às perdas de energia provenientes dos bocais utilizados nas TMDs, uma vez que a maior razão para a baixa eficiência deste dispositivo deve-se a esse fator. Os experimentos com o novo *design* demonstraram perda inferior a 1% na pressão total com utilização do novo bocal, sendo que em relação ao bocal original foram obtidas perdas de 13-34%.

Maidana, 2015, realizou experimentos em TMDs com foco na caracterização e em algumas formas simples de aumentar a potência e eficiência obtidas com este tipo de equipamento. O estudo concluiu que podem ser obtidos melhores resultados através do aumento da rugosidade dos discos, assim como pelo aumento da área vazada dos discos que compõem o rotor.

Sendo assim, ainda que os resultados teóricos encontrados apresentem valores mais otimistas se comparados aos obtidos experimentalmente, a turbina Tesla vem sendo estudada e aplicada em diferentes setores produtivos. Na indústria automobilística, destaca-se o estudo realizado por Hasan, 2016, o qual realizou experimentos a fim de averiguar a viabilidade como dispositivo de acionamento para compressores de ar-condicionado. Os resultados mostraram que há viabilidade na utilização da TMD como solução de baixo custo para recuperação energética. Além disso, pode-se citar o estudo recentemente publicado por Song e Li, 2017, o qual confirma alto potencial da turbina Tesla no que diz respeito a aplicações em Ciclo Rankine Orgânico.

4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A turbina de múltiplos discos (TMD), também conhecida como turbina Tesla, difere-se de uma turbina convencional devido à forma construtiva do seu rotor e pela forma como

energia é transferida do fluido de trabalho para o rotor. Ao invés de ser composto por lâminas, o rotor da TMD é feito com discos planos, concêntricos e paralelos entre si, sendo anexados a um eixo. Na TMD o fluido de trabalho é lançado tangencialmente ao rotor através de um bocal, e então escoava entre os vãos formados pelos discos até a saída dada pelas aberturas próximas ao eixo, fazendo-o girar. Durante a trajetória percorrida pelo fluido no interior da turbina (Fig. 4.1 (a), (adaptado de Bonzanini, 2012)), a energia é transferida através de forças viscosas influenciadas pela viscosidade do fluido e pelo gradiente de velocidade do escoamento formado entre os vãos dos diversos discos desde a região de entrada até a região de saída. A Fig. 4.1 (b) traz uma simplificação do gradiente de velocidades considerando um escoamento laminar e unidimensional.

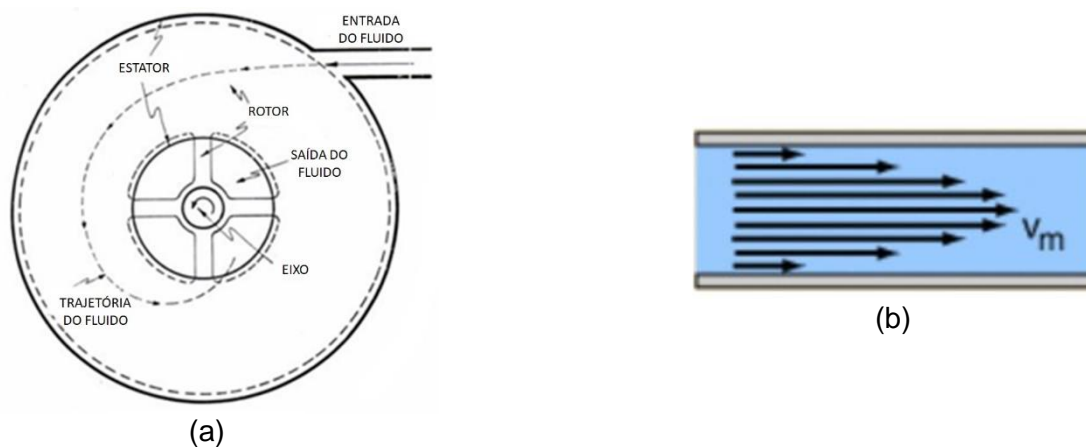


Figura 4.1 – (a) Trajetória do escoamento no interior de uma turbina Tesla. (adaptado de Bonzanini, 2012). (b) simplificação (linear) do gradiente de velocidades entre dois discos

Na TMD o bocal é o elemento responsável por converter parte da entalpia de estagnação do fluido de trabalho na entrada da turbina em energia cinética. Os bocais podem ser divididos entre o tipo convergente e o tipo convergente-divergente. No bocal do tipo convergente, o fluido de trabalho limita-se a condição sônica ($Ma=1$). Essa condição é atingida na garganta do bocal quando a razão entre a pressão de descarga (P_d) e a pressão de entrada (P_0) for de 0,528 considerando o fluido como ar ideal (Çengel e Boles, 2015). Para casos em que essa razão seja menor que 0,528, o escoamento atingiu a condição de bloqueio e, portanto, a máxima vazão mássica foi atingida e tem mesmo valor que a vazão obtida com a razão de pressão igual a 0,528. Fatores como razão entre as áreas de entrada e saída, o ângulo de variação de inclinação das paredes e o estado do fluido na admissão influenciam a velocidade atingida pelo fluido na seção de descarga do bocal. A Fig. 4.2 apresenta o desenho esquemático de um bocal convergente.

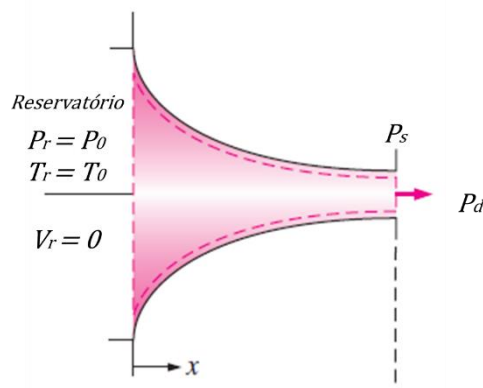


Figura 4.2 - Desenho esquemático de um bocal convergente (Adaptado de Çengel, 2015)

5. METODOLOGIA

5.1 Características da Turbina de Múltiplos Discos

Para o presente trabalho em análise, utilizou-se um protótipo em escala reduzida de uma turbina de múltiplos discos para fluxos de baixa energia, conforme Fig. 5.1.

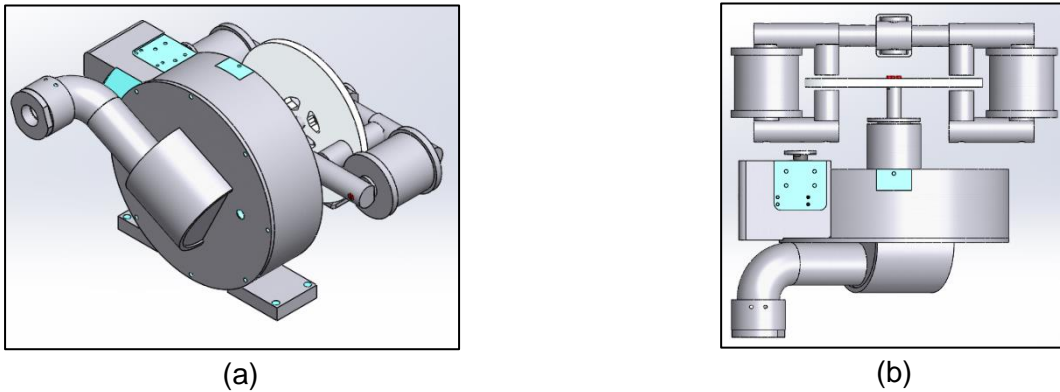


Figura 5.1 – a) Vista isométrica da TMD, b) Vista de topo da TMD

A carcaça da turbina é composta de aço usinado. O bocal utilizado é do tipo convergente e foi produzido com aço inoxidável, além de dispor de uma área retangular de seção transversal de saída de $30,54 \text{ mm}^2$ ($4,1 \text{ mm} \times 7,45 \text{ mm}$). O rotor é composto de discos paralelos, concêntricos e vazados na região central a fim de permitir o escape do fluido, sendo separados entre si através de espaçadores e acoplados a um eixo. Os rolamentos foram selecionados a fim de permitir altos valores de velocidade angular e acoplados axialmente à turbina.

5.2 Características da Bancada Experimental

Os testes necessários para coleta de dados e posterior análise foram realizados através de uma bancada experimental, conforme Fig. 5.2. Adotou-se como fluido de trabalho o ar comprimido. O sistema foi alimentado por um compressor dedicado e controlado através de uma válvula esfera. A pressão atmosférica média foi tomada como $101,325 \text{ kPa}$.



Figura 5.2 – Bancada experimental. a) Vista frontal, b) Vista posterior

O desenho esquemático da Fig. 5.3 detalha seus componentes e instrumentação.

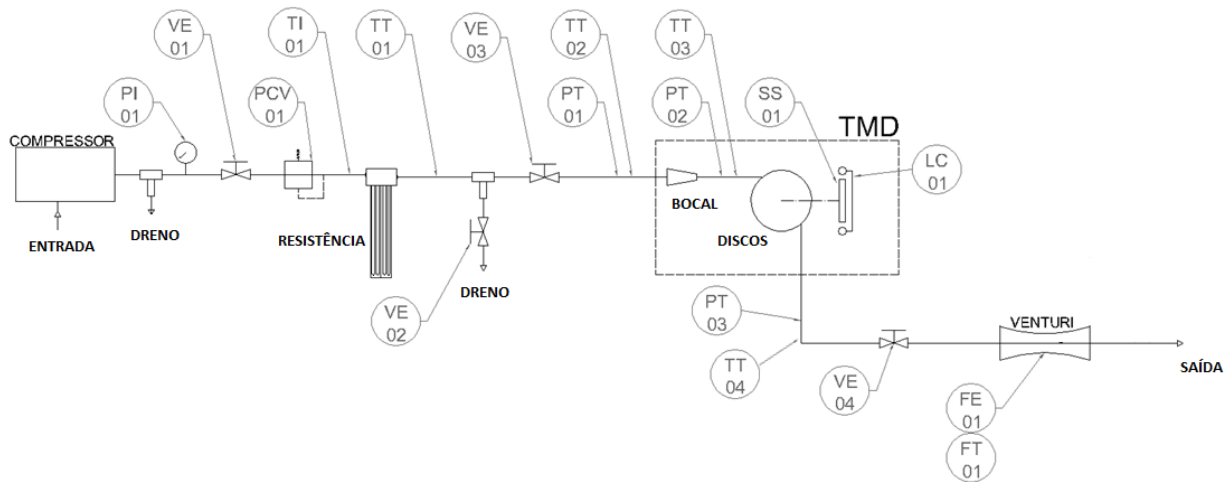


Figura 5.3 – Desenho esquemático da bancada experimental

A turbina TMD é alimentada por ar comprimido de compressor dedicado. A válvula VE-01 controla a passagem do ar comprimido para a turbina, funcionando apenas como um sistema abre/fecha. O controle preciso da pressão a ser fornecida ao sistema dá-se manualmente através de uma válvula reguladora de pressão (PCV-01). A linha pontilhada representa a área da TMD, composta por sua carcaça, bocal e rotor. O primeiro contato do fluido de trabalho com a turbina é realizado através de um bocal convergente. O referido bocal é intercambiável e permite mudança no ângulo de entrada do escoamento. Após atravessar o bocal, o ar é direcionado tangencialmente aos discos do rotor e, então, escoam para fora da carcaça. Ao sair, percorre uma tubulação na qual foi anexado um tubo de Venturi e, por fim, é despejado no ambiente a uma pressão atmosférica.

5.3 Configurações do Rotor

A praticidade na montagem/desmontagem do rotor permitiu que fossem realizados testes com diferentes configurações. Foram utilizados critérios como qualidade dos discos, quantidade de discos e espaçamento entre os discos a fim de desenvolver diferentes protótipos.

5.3.1 Configuração do Rotor A

O primeiro protótipo foi construído com largura total de 16 mm, constituído de 4 discos de alumínio, não chanfrados, paralelos, com 300 mm de diâmetro, 1 mm de espessura e 1 mm de espaçamento entre si, conforme Fig. 5.4.



Figura 5.4 – Configuração Rotor A. a) Vista isométrica, b) Vista frontal

5.3.2 Configurações do Rotor B

Foram realizados novos testes com o Rotor B, pois apresenta melhora na qualidade dos discos (empenamento inferior ao apresentado pelos discos do Rotor A) e pela possibilidade em variar a quantidade de discos e o espaçamento entre si. Este protótipo foi desenvolvido com discos de alumínio com anodização profunda, chanfrados, com 300 mm diâmetro e 1 mm de espessura cada. Houve variação na quantidade de discos e, conseqüentemente, espaçamento entre eles a fim de avaliar o efeito dessas modificações. A largura total do rotor manteve-se constante a 29 mm. As diferentes configurações são as seguintes:

- a. Nenhum disco e 19mm de espaçamento entre os discos de fechamento frontal e traseiro, conforme Fig. 5.5 (a);
- b. 1 disco central distante 9 mm do discos de fechamento frontal e 9 mm do disco de fechamento traseiro, conforme Fig. 5.5 (b);
- c. 3 discos com espaçamento de 4 mm entre si, conforme Fig. 5.5 (c);
- d. 4 discos com espaçamento de 3 mm entre si, conforme Fig. 5.5 (d);
- e. 8 discos com espaçamento de 1 mm entre si, conforme Fig. 5.5 (e);

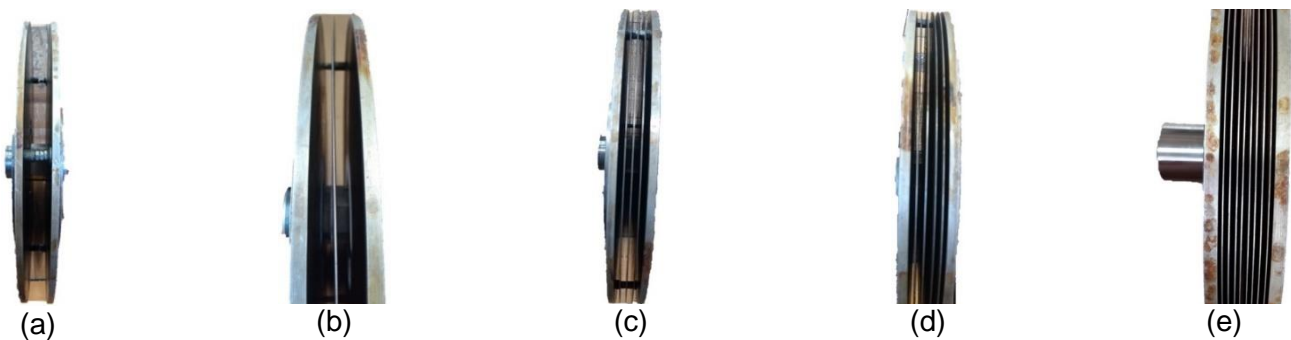


Figura 5.5 – Rotor B. a) Rotor com nenhum disco, b) Rotor com 1 disco, c) Rotor com 3 discos, d) Rotor com 4 discos, e) Rotor com 8 discos

5.4 Configurações de Operação

Para cada configuração do rotor, estabeleceram-se diferentes pressões de entrada e, para cada valor de pressão, variadas rotações. A imposição das diversas rotações deu-se pela utilização de um freio de Foucault (Micco, 2015) acoplado ao eixo do rotor, conforme Fig. 5.6. A alimentação de tal dispositivo deu-se através de uma fonte de tensão variável capaz de alimentar as bobinas do freio de Foucault com tensão máxima de 240 V. Sendo assim, primeiramente estabelecia-se uma determinada pressão de entrada e deixava-se que a turbina operasse sem restrição alguma, levando o rotor a funcionar em uma condição estável. Assim que se atingia o estado de regime permanente, o Freio de Foucault era acionado progressivamente até níveis de rotação pré-determinados. Para cada nível de rotação, após estabelecer-se o regime permanente, os dados eram coletados através da placa PCIe6363 da National Instruments e os dados eram gerados em computador através do *software* LabView. Utilizou-se o critério de Chauvenet (Anexo A) para que dados espúrios fossem eliminados antes de serem realizadas análises. As incertezas foram determinadas através da relação de Taylor e Kuyatt (1994) (Anexo B).

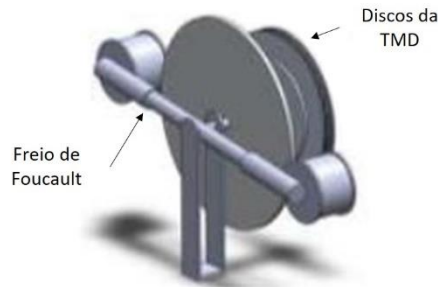


Figura 5.6 – Freio de Foucault

5.4.1 Instrumentação e Coleta de Dados

Os principais sensores e instrumentos utilizados na bancada experimental podem ser verificados na Tabela 5.1. A posição de cada sensor na linha de transmissão pode ser verificada na Fig. 5.3.

Tabela 5.1 – Lista de instrumentos

Símbolo	Descrição	Modelo	Faixa	Incerteza
PI-01	Manômetro	N/A	0 - 17kgf/cm ²	Class B
VE-01	Válvula esfera 1/2" - entrada 1	-	-	-
PCV-01	Válvula Reguladora de Pressão	Norgren - R17	0,3 - 8,5 bar	-
TI-01	Termômetro	-	-	-
TT-01	Sensor de temperatura	PT-100	-	-
TT-02	Sensor de temperatura - entrada bocal	Termopar Tipo K	-200 a 1250 °C	2,2 °C or 0,75%
PT-01	Sensor de pressão - entrada bocal	FuelTech PS-10B	0 - 10 bar	0,5% F.S.
TT-03	Sensor de temperatura - saída do bocal	Termopar Tipo K	-200 a 1250 °C	2,2 °C or 0,75%
PT-02	Sensor de pressão - saída bocal	Sensor automotivo	0 - 3 bar	0,003 bar
LC-01	Célula de carga - Medição torque	Keyes	1 kg	0,03% F.S.
SS-01	Sensor de rotação	BR200DDTN	-	-
PT-03	Sensor de pressão - saída turbina	Sensor automotivo	0 - 3 bar	
TT-04	Sensor de temperatura - saída da carcaça	Termopar Tipo K	-200 a 1250 °C	2,2 °C or 0,75%
FE-01	Tubo de Venturi	-	-	-
FT-01	Sensor de pressão diferencial	MPXV7002	-2 kPa a 2 kPa	±6,25 F.S.

A partir dos dados obtidos através dos instrumentos e sensores da Tabela 5.1, foi possível obter os valores de torque, potência, vazão mássica e eficiência isentrópica da turbina. O torque de reação τ é obtido a partir da Eq. 5.1:

$$\tau = F d \quad (5.1)$$

Com F sendo a força medida em uma célula de carga (LC-01) acoplada no braço do freio de Foucault e d o comprimento do braço de alavanca de 20 mm, conforme Fig. 5.7.

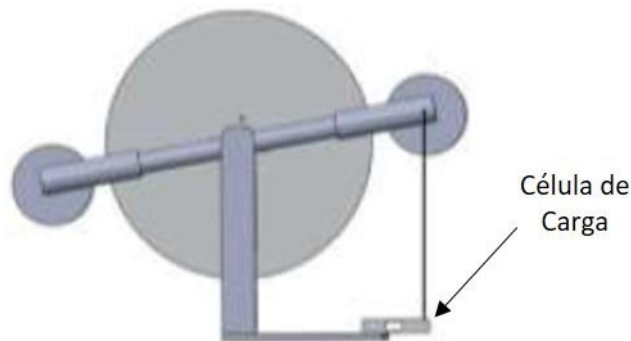


Figura 5.7 – Célula de carga

A potência mecânica P é calculada pela Eq. 5.2.

$$P = \tau \omega \quad (5.2)$$

Com ω a velocidade angular mensurada pelo instrumento (SS-01).

A vazão mássica experimental do sistema foi obtida através de um tubo de Venturi clássico com garganta usinada (FE-01), montado à jusante da carcaça da turbina. Segundo a ABNT NBR ISO 5167-1:2008, o tubo de Venturi consiste em uma entrada cônica convergente conectada a um trecho cilíndrico chamado “garganta”, seguida de uma seção cônica divergente de expansão. O dispositivo utilizado foi fabricado conforme norma mencionada e pode ser observado na Fig. 5.8. A norma apresenta a Eq. 5.3 para o cálculo da vazão do fluido de trabalho no Venturi (\dot{m}):

$$\dot{m} = \frac{C e \frac{\pi}{4} d_i^2 \sqrt{2 \Delta P \rho_s}}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (5.3)$$

Em que C é o coeficiente de descarga, β a relação entre o diâmetro da garganta e o diâmetro da seção cilíndrica à montante da garganta do tubo de Venturi, e o fator de expansão, d_i o diâmetro interno da garganta (30 mm) do tubo de Venturi, ΔP a pressão diferencial entre as tomadas de pressões estáticas medidas na garganta e à montante da garganta do tubo de Venturi, ρ_s a massa específica obtida através da tabela termodinâmica do *software EES*.



Figura 5.8 – Tubo de Venturi utilizado na bancada experimental

Segundo Çengel e Boles, 2015, a razão entre a pressão de saída e a de entrada do bocal ($\varepsilon = P_s/P_e$) define se o escoamento é subsônico, sônico ou supersônico. O escoamento através de bocais convergentes limita-se ao estado sônico e subsônico, respeitando a relação de pressão crítica para escoamento isentrópicos do ar como gás ideal de $\varepsilon^* = 0,528$. Ou seja, caso a razão entre pressão de saída e pressão de entrada em um bocal convergente seja menor que $\varepsilon^* = 0,528$, pode-se considerar que o bocal encontra-se em regime de bloqueio. A vazão máxima (\dot{m}_{max}) através de um bocal convergente para uma expansão isentrópica com número de Mach = 1 na garganta é obtida através da Eq. 5.4.

$$\dot{m}_{max} = AP_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]}} \quad (5.4)$$

Em que A representa a seção transversal da garganta, P_0 e T_0 representam a pressão e temperatura de estagnação na entrada do bocal, respectivamente, R é a constante universal dos gases para o ar e k é o coeficiente politrópico.

Segundo Rice, 1965, obtém-se a eficiência isentrópica da turbina η através da Eq. 5.5:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m}(h_{01} - h_{02s})} \quad (5.5)$$

Em que \dot{W} é a potência gerada pela turbina (Eq. 5.2), \dot{m} a vazão mássica do Venturi (Eq. 5.3), h_{01} a entalpia de estagnação na entrada da TMD e h_{02s} a entalpia de estagnação isentrópica na saída da TMD.

A diferença entre as entalpias de estagnação representa o trabalho máximo ideal realizado pela turbina em uma expansão isentrópica, representada pela linha 01-02s, na Fig. 5.9. Para o cálculo das entalpias de estagnação na entrada e na saída da turbina, utilizaram-se, primeiramente, os dados obtidos pelos instrumentos TT-02, PT-01, TT-04 e PT-03. Através das equações disponíveis em Çengel e Boles, 2015, obtiveram-se os valores de estagnação das pressões e das temperaturas. A partir desses dados, valeu-se da tabela termodinâmica do *software EES* com o propósito de adquirir os dados de estagnação para as entalpias de entrada e saída.

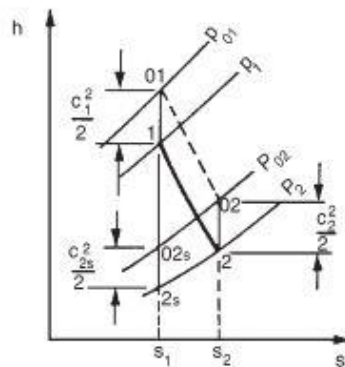


Figura 5.9 – Diagrama entalpia-entropia para um processo de expansão da turbina, (Dixon, 1998)

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 Comportamento da Turbina Utilizando Rotor B

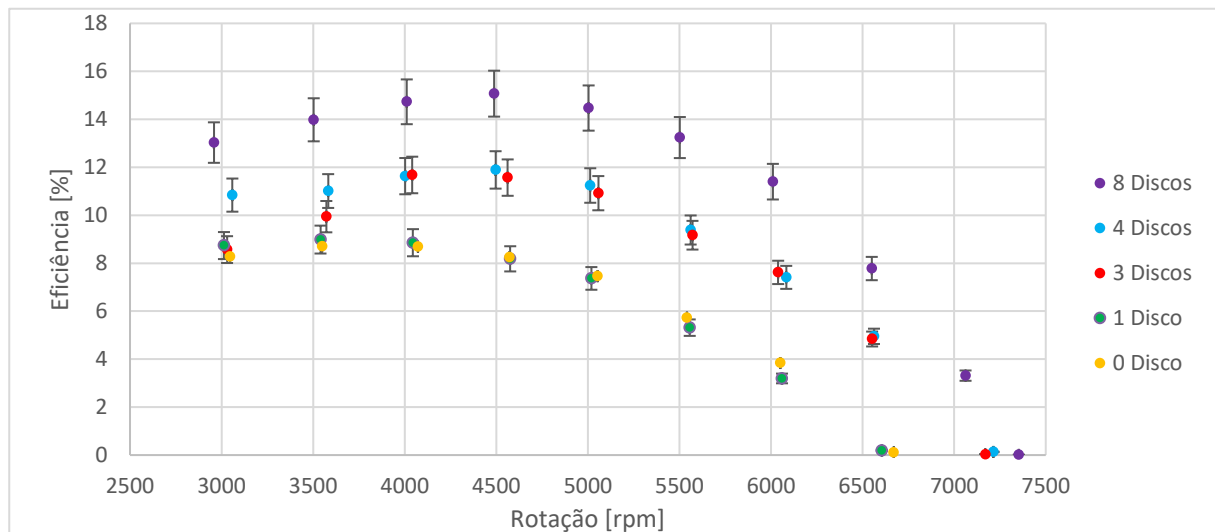


Figura 6.1 – Eficiência das configurações do Rotor B a pressão de entrada de 350 kPa(a)

Pode-se observar a semelhança de perfis de eficiência entre todas as configurações do Rotor B. Identifica-se uma faixa de maior eficiência em todos os discos entre as rotações de

3000 rpm e 5000 rpm, assim como um ponto de máximo localizado nessa região. Destaca-se que o rotor com 8 discos e espaçamento de 1 mm obteve a maior eficiência, atingindo um valor máximo de $15,07 \pm 0,96\%$. Esse valor é 3,18% e 3,39% superior às configurações de 4 discos e 3 discos, respectivamente, o que corrobora com aqueles obtidos experimentalmente por Rice, 1965.

Visto que a configuração de 8 discos atingiu a maior eficiência, realizou-se outro experimento com objetivo de analisar a eficiência e a potência gerada nesta configuração quando submetida a pressões de entrada que variam entre 150 kPa e 400 kPa e diferentes rotações. O resultado é apresentado na Fig. 6.2 e Fig. 6.3.

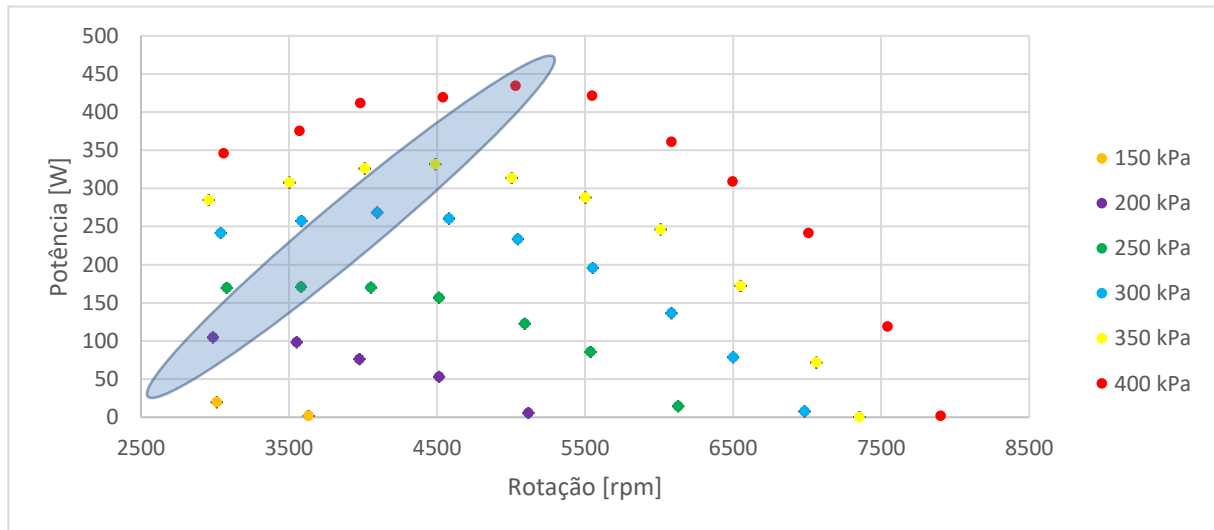


Figura 6.2 – Potência gerada pelo Rotor B com 8 discos a diferentes pressões de entrada

Nota-se a semelhança entre os perfis de potência observados para as variadas pressões de entrada impostas ao sistema. Verifica-se também que, elevando-se a pressão de admissão, aumenta-se a potência máxima gerada no sistema. Esta tendência corrobora com os dados obtidos por Rice, 1965. Observa-se um ponto de máximo apenas para os testes a pressões que variam entre 300 kPa e 400 kPa. A área hachurada corresponde à uma região onde há grande probabilidade de se encontrar o ponto de máxima potência para cada pressão de entrada. A maior potência atingiu um valor de $434,30 \pm 0,19$ W e foi gerada a pressão de, aproximadamente, 400 kPa e rotação média de 5031 rpm. Nota-se, ainda, a baixa incerteza associada aos valores de potência.

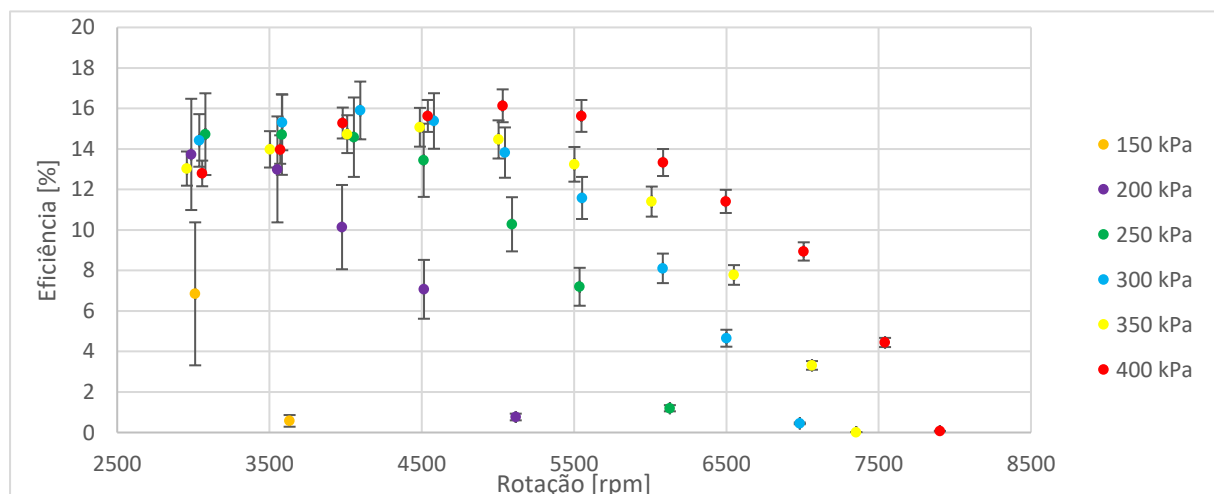


Figura 6.3 – Eficiência do Rotor B com 8 discos a variadas pressões de entrada

Pode-se constatar na Fig. 6.3 a similaridade entre os perfis de eficiência para as diferentes pressões de entrada. Percebe-se também a tendência de aumento da eficiência com aumento da pressão de entrada quando se analisam os valores para rotações acima de 5000 rpm. Não se pode verificar o mesmo comportamento em rotações abaixo de 5000 rpm, pois nessa faixa a turbina operou com maior eficiência a baixas pressões. Para pressões acima de 300 kPa, as maiores eficiências são obtidas na faixa de rotação entre 3000 rpm e 5000 rpm. O ponto de maior eficiência pode ser verificado a uma pressão absoluta média de 400 kPa e rotação de, aproximadamente, 5031 rpm, atingindo um valor de $16,13 \pm 0,82\%$. Observa-se uma tendência de aumento na incerteza da eficiência à medida em que se reduz a rotação e a pressão de entrada no sistema. A Fig. A.1 do Apêndice A apresenta mais claramente essa tendência.

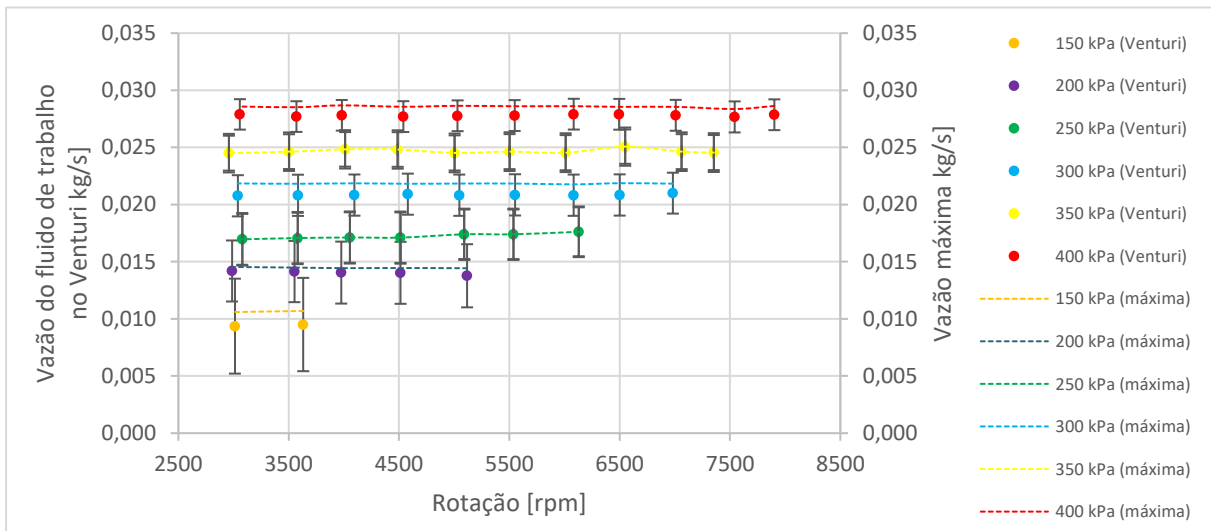


Figura 6.4 – Comportamento da vazão do fluido de trabalho no Venturi e da vazão máxima a diferentes pressões de entrada do Rotor B com 8 discos

A Fig. 6.4 evidencia a uniformidade na tendência dos valores de vazão do fluido de trabalho no Venturi e de vazão máxima quando analisados a uma determinada pressão de entrada, assim como a independência em relação às variadas rotações estabelecidas. Observa-se pequena variação entre a vazão máxima (Eq. 5.4) e a vazão do fluido de trabalho no Venturi (Eq. 5.3). Importante ressaltar que, para todas as pressões de entrada impostas ao sistema, o valor da vazão do fluido de trabalho no Venturi ficou abaixo do valor da vazão máxima. A uniformidade dos resultados justifica-se pelo estado de regime permanente atingido em cada condição inicial imposta ao sistema. Além disso, vale destacar a tendência de aumento da vazão mássica que percorre o sistema à medida que se eleva a pressão de entrada, conforme descrito por Çengel e Boles, 2015.

6.2 Comportamento da Turbina Utilizando Rotor A

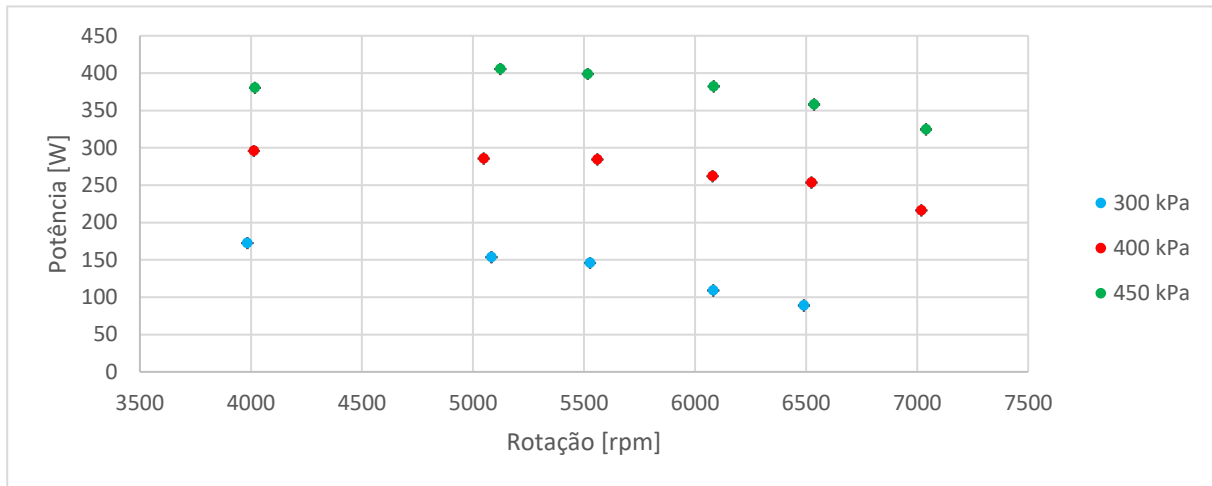


Figura 6.5 – Potência gerada pelo Rotor A a diferentes pressões de entrada

A análise da Fig. 6.5 permite verificar a similaridade no perfil de potência para as variadas pressões de entrada. Constata-se também que, ao elevar-se a pressão de admissão da turbina, eleva-se a potência máxima gerada. Percebe-se um ponto de máximo no valor da potência apenas para a pressão de entrada de 450 kPa. A maior potência é gerada a uma pressão de 450 kPa e uma rotação de, aproximadamente, 5123 rpm, atingindo um valor de $405,40 \pm 0,19$ W. Nota-se, ainda, a baixa incerteza associada aos valores de potência.

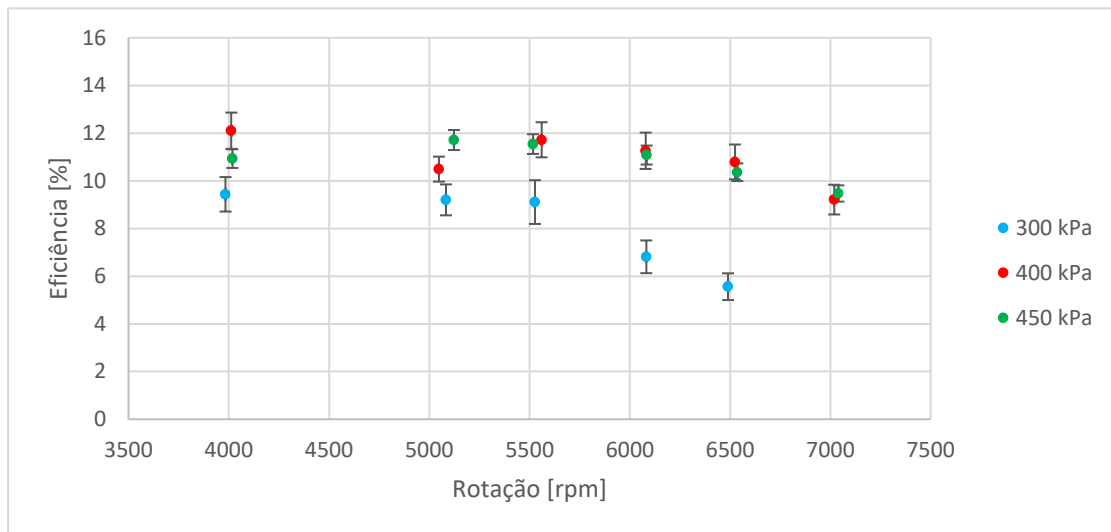


Figura 6.6 – Eficiência do Rotor A a variadas pressões de entrada

Pode-se verificar que há um padrão no perfil apresentado pela eficiência a diferentes pressões de entrada. Os valores de eficiência para a pressão de 300 kPa são os mais baixos. Os valores de eficiência para as pressões de entrada de 400 kPa e 450 kPa apresentam valores muito similares. Fatores como perda de energia no bocal, perdas relacionadas ao espaçamento existente entre os discos e a carcaça, assim como os atritos nos mancais podem explicar essa similaridade. A maior eficiência alcançada pelo Rotor A foi de $12,16 \pm 0,76\%$ a uma pressão de 400 kPa e rotação média de 4013 rpm. Verifica-se também que o valor da eficiência a pressão de entrada de 400 kPa e rotação média de 5000 rpm foge do perfil da eficiência se comparado com os perfis de eficiência das pressões de 300 kPa e 450 kPa. Uma explicação viável para essa diminuição dá-se pelo aumento desproporcional da vazão do fluido

de trabalho no Venturi nesse ponto em específico, conforme apresentado pela Fig. 6.9 exposta adiante. Observa-se também a baixa incerteza associada aos valores de eficiência.

6.3 Comparações entre o Rotor B de 8 Discos e o Rotor A

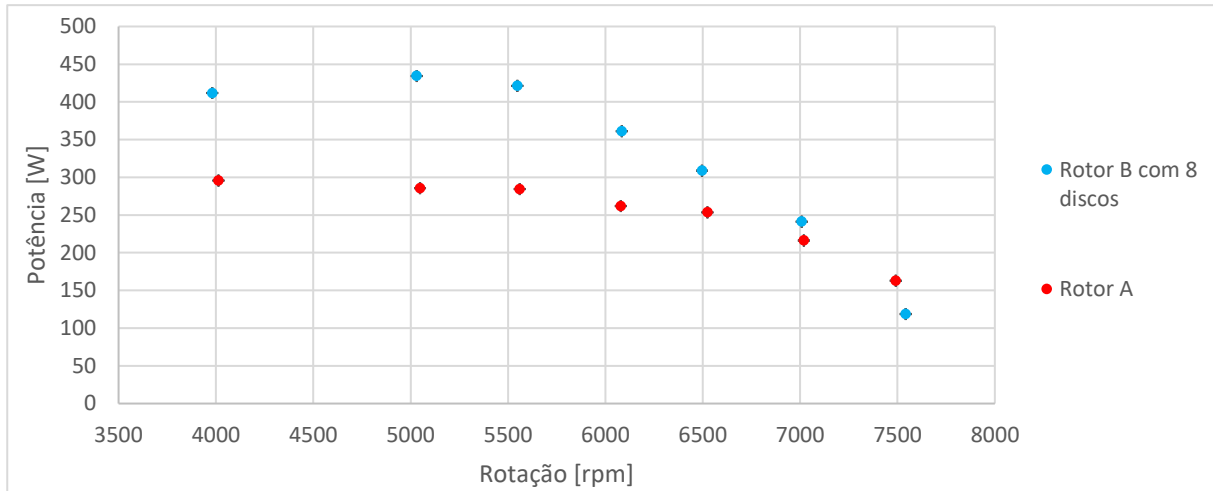


Figura 6.7 - Comparação entre a potência gerada pelo Rotor B com 8 Discos e o Rotor A a uma pressão de referência de 400 kPa(a)

Pode-se verificar semelhança no perfil da potência de ambos rotores. Observa-se que há um ponto de máximo no perfil da potência apenas para o Rotor B com 8 discos. Nota-se, também, que a potência gerada pelo Rotor B é superior à gerada pelo Rotor A em praticamente todo o espectro de rotações analisado. Observa-se que na rotação de 7500 rpm a potência gerada pelo Rotor A é maior do que a gerada pelo Rotor B. Para esse mesmo ponto tem-se que, considerando-se o mesmo rotor, a vazão mássica não flutuou em relação aos valores de outras rotações (Fig. 6.9) e a força na célula de carga manteve a mesma tendência, conforme demonstra a Fig. B.1 do Apêndice B. Ainda, observou-se uma flutuação nos valores de pressão de entrada, conforme Fig. B.2 do Apêndice B, provavelmente oriundos do método de controle do fornecimento de pressão (válvula de regulação de ar auto-operada). A maior potência gerada pelo Rotor B com 8 discos foi de $434,30 \pm 0,19$ W a uma rotação de, aproximadamente, 4096 rpm. Já o Rotor A apresentou uma potência máxima de $295,70 \pm 0,15$ W a uma rotação aproximada de 3984 rpm.

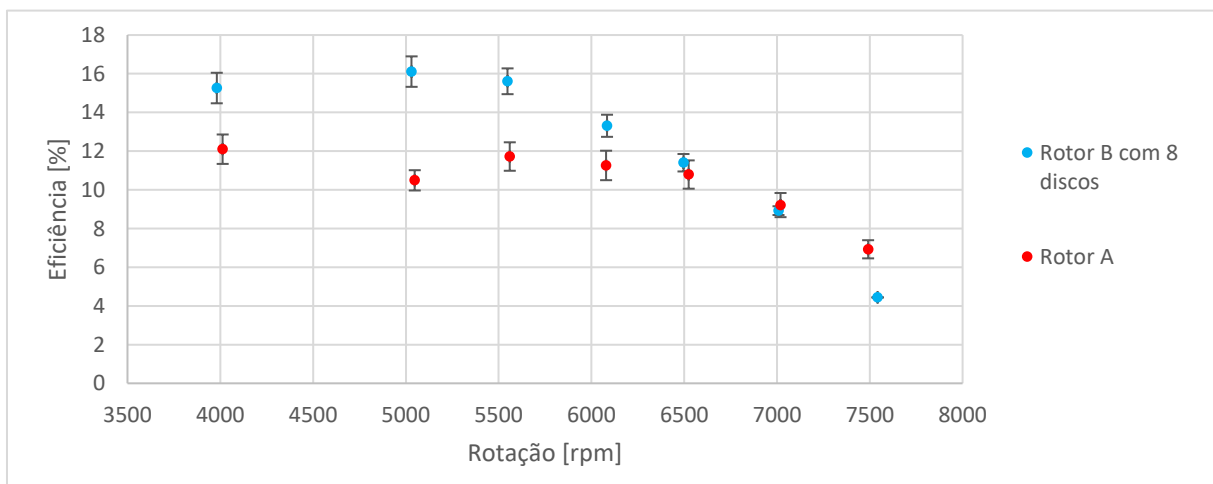


Figura 6.8 – Comparação de eficiência entre o Rotor B 8 discos e o Rotor A à pressão de referência de 400 kPa(a)

A Fig. 6.8 apresenta a semelhança no perfil da eficiência para ambos rotores. Verifica-se ponto de máximo apenas no Rotor B com 8 discos. A eficiência do Rotor B com 8 discos mostra-se superior a do Rotor A em todos os casos investigados, exceto pela região entre as rotações de 7000 rpm e 7500 rpm. A maior eficiência do Rotor B a 400 kPa foi de $16,13 \pm 0,82\%$ a uma rotação de 5031 rpm. Já o Rotor A apresentou uma eficiência de $12,16 \pm 0,76\%$ a uma rotação de 4013 rpm. Uma das possíveis razões para a maior potência e eficiência atingida pelo Rotor B com 8 discos atribui-se a maior quantidade de discos se comparado ao Rotor A. Outro fator a ser levado em conta diz respeito à qualidade da construção dos rotores. A Fig. 5.4 (b) demonstra que há regiões no perímetro externo do Rotor A em que o espaçamento entre os discos não é uniforme, diferentemente do observado na Fig. 5.5 (e) do Rotor B.

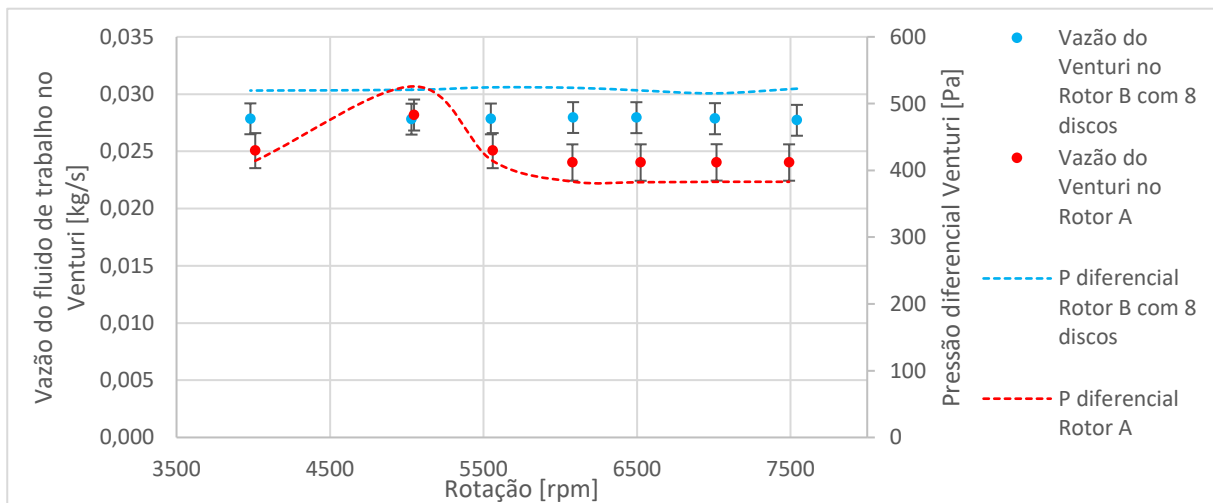


Figura 6.9 - Comparação entre a vazão do fluido de trabalho no Venturi no Rotor B com 8 discos e no Rotor A à pressão de entrada de 400 kPa(a)

A Fig. 6.9 evidencia que não há grande variação na vazão no fluido de trabalho no Venturi quando se comparam os dois rotores. Pode-se verificar que a vazão do fluido de trabalho no Venturi no Rotor B apresenta um comportamento mais estável, diferentemente do comportamento apresentado pelo Rotor A. A justificativa dá-se pela relação diretamente proporcional da pressão diferencial no valor da vazão do fluido de trabalho no Venturi, conforme Eq. 5.3. Ou seja, sempre que houver uma variação no valor da pressão diferencial, o valor da vazão do fluido de trabalho no Venturi também será afetado.

7. CONCLUSÃO

No presente trabalho, realizou-se um estudo experimental de turbinas de múltiplos discos, objetivando a análise de eficiência, potência e vazão mássica com diferentes configurações de rotor e variadas condições operacionais. Em relação às configurações do rotor, foram executados testes com variados espaçamentos entre os discos e distintas quantidades de discos. No que diz respeito às condições de entrada, para cada arranjo do rotor impuseram-se diversas pressões de entrada e, para cada pressão, estabeleceram-se diferentes rotações.

Quando se analisam rotores com mesma largura total (Rotor B), submetidos à mesma pressão de admissão na turbina e variando apenas o espaçamento entre os discos, observa-se que a maior eficiência foi alcançada pelo rotor com menor distância entre os discos (1 mm) com um valor de $15,07 \pm 0,96\%$. Esse valor representa um aumento de 3,18% em relação ao rotor que obteve segundo melhor desempenho (4 discos e espaçamento de 3 mm entre si). Sabendo-se que a vazão mássica é constante em ambos os casos, essa tendência de

aumento de eficiência em função da diminuição do espaçamento dos discos pode ser explicada por um aumento no gradiente de velocidade do fluido em espaçamentos menores, o que aumentaria a tensão de cisalhamento nos discos para um mesmo salto entálpico ($h_{01}-h_{02s}$). No entanto, espera-se que haja um limite para a diminuição desse espaçamento. Estudos futuros poderão analisar essa condição e verificar seu impacto na eficiência e desempenho da turbina.

Considerando-se mesmo espaçamento entre os discos, mesma largura de bocal (7,45 mm), porém quantidade de discos e largura total do rotor diferentes, verifica-se que o rotor com maior número de discos e largura total alcançou maior eficiência. O Rotor B com 8 discos (largura de 29 mm) atingiu eficiência de $16,13 \pm 0,82\%$ a uma pressão de 400 kPa, ao passo que o Rotor A (largura de 16 mm) alcançou eficiência de $12,16 \pm 0,76\%$ a uma pressão de 400 kPa. Além da quantidade de discos e da maior razão entre largura do rotor e largura do bocal, um possível fator de influência na eficiência deve-se à qualidade de fabricação dos discos de cada rotor. Alguns discos do rotor com menor eficiência (Rotor A) apresentaram empenamento e não possuíam chanfros em seu diâmetro externo. Portanto, abre-se a porta para o estudo da influência da qualidade e de aspectos de fabricação no desempenho da TMD.

Vale destacar também a relação diretamente proporcional entre a pressão de admissão e parâmetros como potência gerada e vazão mássica da turbina. Ambos rotores analisados acompanharam esse comportamento.

Salienta-se também que se faz necessário diminuir a incerteza de medição em relação à medição de vazão mássica. Isso pode ser feito pela calibração do sensor de pressão diferencial.

Como próximo passo, é necessário realizar, também, uma análise adimensional do problema para estudo do comportamento das principais variáveis (de controle e independentes) e sua influência no desempenho da TMD.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR, ISO 5167-1:2008, “**Medição de vazão de fluídos por dispositivos de pressão diferencial, inserido em condutos forçados de seção transversal circular**”, 2008, <<http://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=001541>>. Acesso em: 11 junho 2018.

Armstrong, J. H., 1952: “**An investigation of the performance of a modified Tesla turbine**”. PhD Thesis, Faculty of the Division of Graduate Studies, Georgia Institute of Technology.

Bonzanini, M. V., 2012; “**Modelamento de uma Turbina Tesla com avaliação da sensibilidade dos principais parâmetros de funcionamento**”. Monografia (Trabalho de Conclusão de curso em Engenharia Mecânica) –Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Cairns, W. M. J., 2003: “**The tesla disc turbine**”, (Camden Miniature Steam Services, UK)

Çengel, Y.A. e Boles, M.A., 2015: “**Thermodynamics: An Engineering Approach**”, McGraw-Hill, 8th edition, Nova York, 996 pages.

Dixon, S.L, 1998: “**Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery**”, Butterworth & Heinemann, Burlington, MA 4th edition, University of Liverpool, 353 páginas.

Guha, A.; Smiley, B., 2010; “**Experiment and analysis for an improved design of the inlet and nozzle in Tesla disc turbines**”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v.224, 2010, 18 páginas.

Hasan, A. M., 2016, “**Investigating the Possibility of Using a Tesla Turbine as a Drive Unit for an Automotive Air-Conditioning Compressor Using CFD Modeling**,” ASHRAE, n°OR-16-012, p. 13.

IPCC, 2001: “**Climate Change 2001 - Mitigation. The Third Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**”. B. Metz, O. Davidson, R. Swart, and J. Pan (eds.). Cambridge University Press, Cambridge, UK.

Maidana, C. F., 2015, “**Desenvolvimento de Turbinas de Múltiplos Discos Estudo de Modelos Analíticos e Análise Experimental**”, Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

MICCO, F. K., 2015: “**Avaliação de metodologia para o dimensionamento de um freio de Foucault**”. 2015. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Rice, W., 1965. “**An analytical and experimental investigation of multiple-disk Turbines**”. *Journal of Engineering for Power*, p. 29-65.

Song, J., Gu, C., e Li, X., 2017 “**Performance estimation of Tesla turbine applied in small scale Organic Rankine Cycle (ORC) system**”, *Applied Thermal Engineering*, n°110, p. 318–326.

Taylor, B.N. e Kuyatt, C.E., 1994, “**Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results**”, NIST – National Institute of Standard and Technology, vol. 2.

APÊNDICE A - Incerteza

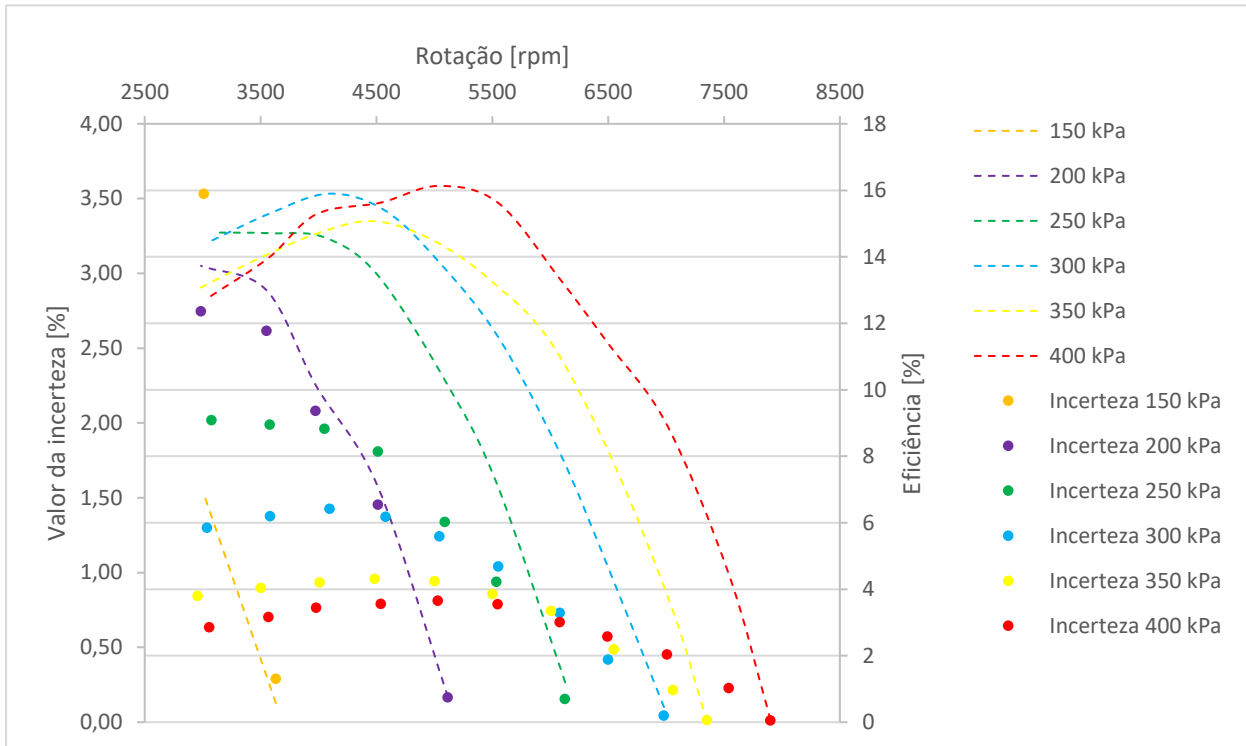


Figura A.1 – Valores de incerteza da eficiência do Rotor B com 8 discos a diferentes pressões de entrada

É possível observar elevados valores de incerteza a baixas pressões de entrada e baixas rotações. Isso é explicado pela grande influência da incerteza da pressão diferencial na incerteza da eficiência, evidenciada pelos cálculos obtidos pelo *EES* (Fig. A.2). A pressão diferencial possui incerteza de fundo de escala (Tabela 5.1). Ou seja, baixos valores de pressão diferencial possuem, proporcionalmente, altos valores de incerteza associada. Isso justifica os altos valores de incerteza a baixas pressões de entrada e baixas rotações, uma vez que baixos valores de pressão de entrada geram baixos valores de pressão diferencial. Observa-se também que os valores das incertezas seguem o mesmo perfil dos valores das eficiências. Destaca-se também que valores de muito baixa eficiência possuem incertezas da mesma ordem de grandeza. Isso justifica o porquê de menores valores de incerteza serem encontrados nas máximas rotações de cada pressão de entrada, pois nessa condição há pouco ou quase nenhum torque gerado (velocidade do fluido assemelha-se à velocidade do rotor), ou seja, baixíssima eficiência.

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
Unit Settings: SI K Pa J mass deg		
(Table 2, Run 2)		
$\eta = 6,846 \pm 3,53$		
$d_{eb} = 0,032 \pm 0,00002$ [m]	$\partial\eta / \partial d_{eb} = 1,251$	0,00 %
$d_{sc} = 0,057 \pm 0,00002$ [m]	$\partial\eta / \partial d_{sc} = -0,1337$	0,00 %
$M_{tor} = 0,03248 \pm 0,00018$ [kg]	$\partial\eta / \partial M_{tor} = 210,8$	0,01 %
$P_{diff} = 58,81 \pm 50,9$ [Pa]	$\partial\eta / \partial P_{diff} = -0,06631$	91,43 %
$P_{eb} = 147987 \pm 8889$ [Pa]	$\partial\eta / \partial P_{eb} = -0,0001161$	8,54 %
$P_{ec} = 102487 \pm 12485$ [Pa]	$\partial\eta / \partial P_{ec} = 0$	0,00 %
$P_{sc} = 101229 \pm 300$ [Pa]	$\partial\eta / \partial P_{sc} = 0,0001344$	0,01 %
$rcabo = 0,196 \pm 0,00002$ [m]	$\partial\eta / \partial rcabo = 34,93$	0,00 %
$T_{eb} = 297,3 \pm 0,48$ [K]	$\partial\eta / \partial T_{eb} = -0,02317$	0,00 %
$T_{ec} = 296,4 \pm 0,559$ [K]	$\partial\eta / \partial T_{ec} = 0$	0,00 %
$T_{sc} = 296,9 \pm 0,61$ [K]	$\partial\eta / \partial T_{sc} = 0,0116$	0,00 %

Figura A.2 – Influência da pressão diferencial na incerteza da eficiência para o Rotor B com 8 discos a uma pressão de 150 kPa e rotação média de 3012 rpm.

APÊNDICE B – Comparação entre potência do Rotor B com 8 discos e Rotor A

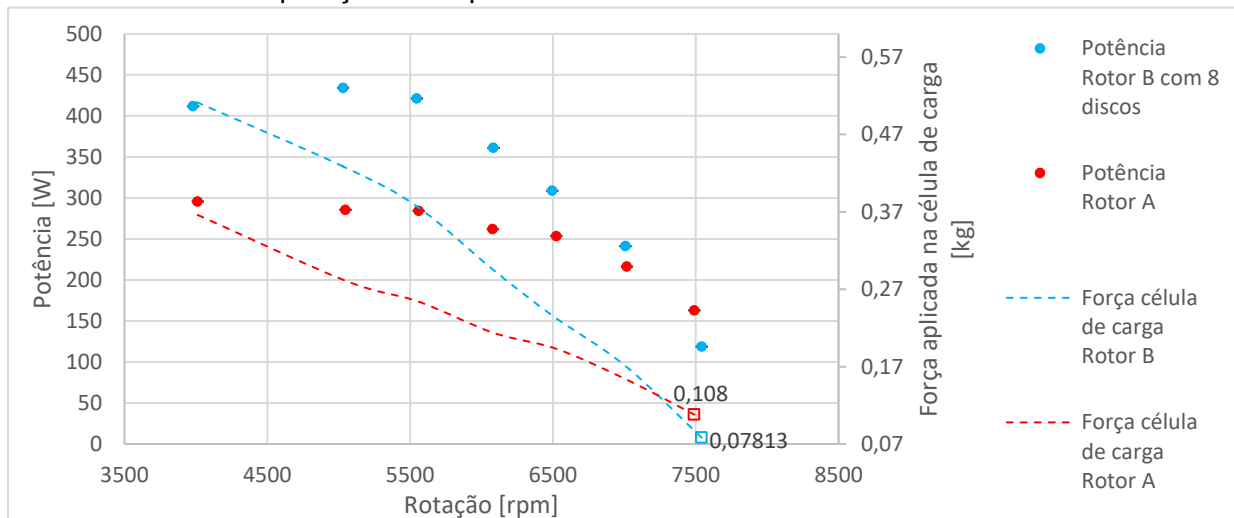


Figura B.1 – Comparação entre o valor da força na célula de carga do Rotor B com 8 discos e o da força na célula de carga do Rotor A a uma rotação de 7500 rpm

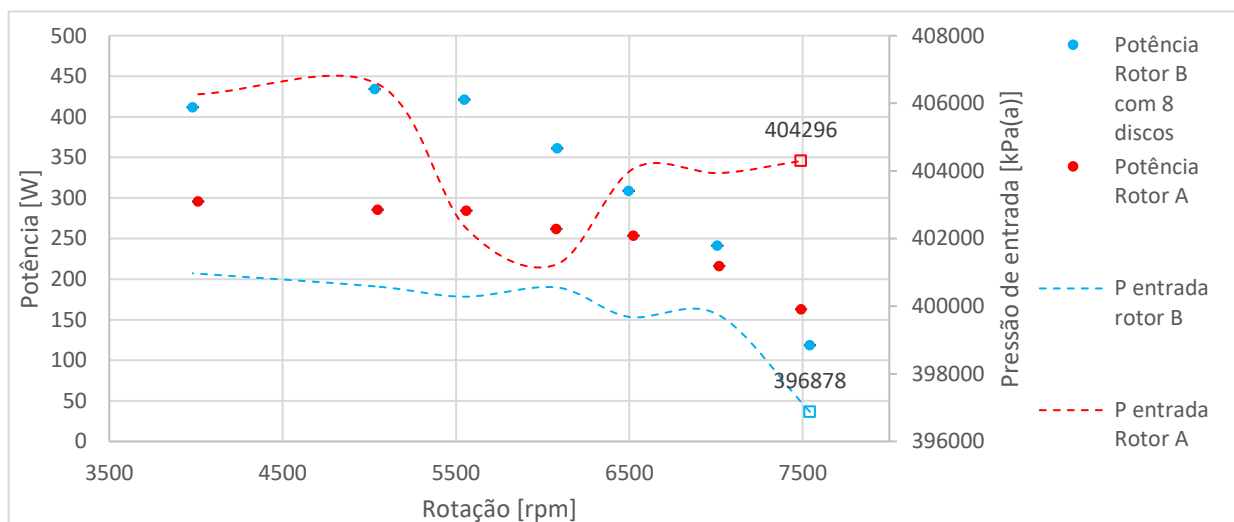


Figura B.2 - Comparação entre a pressão de entrada do Rotor B com 8 discos e o da pressão de entrada do Rotor A a uma rotação de 7500 rpm

A Fig. B.1 evidencia que a maior potência gerada no Rotor A a 7500 rpm pode ser justificada pelo maior valor lido pela célula de carga.

ANEXO A – Critério de Chauvenet

A aplicação do critério de Chauvenet consiste na eliminação consistente de valores amostrais que fogem à tendência dominante de uma determinada medição. Tal método costuma ser aplicado a fim de eliminar pontos coletados devido a algum pico indevido do sinal, alguma variação física do sistema não prevista no momento da aquisição, entre outros.

Considerando uma amostra “n” grande o bastante para que os resultados sigam uma distribuição Gaussiana, o máximo valor assumido por um determinado dado deve respeitar a razão entre o máximo desvio aceitável e o desvio padrão, conforme Tabela A.1.

Tabela A.1 – Critério de Chauvenet para rejeição de valor medido

Número de Leituras (n)	Razão entre o máximo desvio aceitável e o desvio padrão ($\sigma_{\max}/\sigma_{\text{padrão}}$)
3	1,38
4	1,54
5	1,65
6	1,73
7	1,8
10	1,96
15	2,13
25	2,33
50	2,57
100	2,81
300	3,14
500	3,29
1000	3,48

A análise dos dados deve ser feita segundo a Eq. A.1:

$$\Delta R = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \quad (\text{A.1})$$

Em que x_i é o ponto medido, \bar{x} a média amostral e σ desvio padrão da amostra.

Caso alguma medição exceda o valor definido pela Tabela A.1, o mesmo deve ser eliminado da análise. Além disso, indica-se que o procedimento mencionado seja executado apenas uma vez. Sendo assim, após realizado tal critério, a amostra pode ser considerada como uma distribuição normal. A aplicação do critério no experimento em questão baseou-se na amostra de 300 dados obtidos em cada teste. Sendo assim, conforme Tabela A.1, o valor ΔR não poderia exceder o valor de 3,14. No entanto, após a Eq. A.1 ter sido aplicada, alguns dados excederam esse valor e, conseqüentemente, foram eliminados, tornando a amostra adequada para posterior análise.

ANEXO B – Cálculo das incertezas

A incerteza combinada u_c de um dado valor calculado f foi estimada através da relação de Taylor e Kuyatt (1994), dada pela Eq. B.1:

$$u_c^2(f) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u_i^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i, x_j) \quad (\text{B.1})$$

Em que u_i representa a incerteza do i instrumento, a qual foi calculada com auxílio do software *Engineering Equation Solver (EES)*.