

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

GUILHERME STETELLE MARTINS

**Análise e projeto de otimização de uma turbina axial a vapor com duas
fileiras de palhetas móveis**

São Carlos

2017

GUILHERME STETELLE MARTINS

**Análise e projeto de otimização de uma turbina axial a vapor com duas
fileiras de palhetas móveis.**

Trabalho de conclusão de curso apresentado
ao Departamento de Engenharia Mecânica, da
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo, como parte dos
requisitos necessários para a conclusão do
curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez

São Carlos

2017

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

S383a Stetelle Martins, Guilherme
 Análise e projeto de otimização de uma turbina axial
 a vapor com duas fileiras de palhetas móveis /
 Guilherme Stetelle Martins; orientador Prof. Dr. Luben
 Cabezas Gómez. São Carlos, 2017.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo, 2017.

1. Turbinas axiais. 2. Otimização. 3. Perdas em
turbinas. 4. Modelos de perdas. I. Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato(s): Guilherme Stetelli Martins

Título: Analise e projeto de otimização de uma Turbina axial a vapor com duas fileiras de pâltetas maiores

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

Nota atribuída: dez (10,0)

absento
(assinatura)

Prof. Dr. Gustavo dos Santos Ribeiro

Nota atribuída: dez (10,0)

G. Ribeiro
(assinatura)

Prof. (orientador) Lucen Cabezas Gómez

Nota atribuída: Dez (10,0)

LCG
(assinatura)

Média: Dez (10)

Resultado: Aprovado

Data: 14/09/2017

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM NÃO Visto do orientador

LCG

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez, pelo constante apoio e muitas oportunidades oferecidas durante todo o estudo realizado neste trabalho e mesmo durante o curso de graduação com conselhos e sugestões.

Aos meus pais Paulo Martins e Maria Ângela Stetelle, pelo apoio, compreensão, suporte emocional e financeiro durante toda minha graduação e especialmente durante a realização desse trabalho, período o qual precisei me ausentar e distanciar por várias vezes.

Ao meu irmão Filipe Stetelle Martins, pelos conselhos e apoio durante a realização desse trabalho.

A Deus, pela saúde e oportunidade de poder estudar em uma instituição como a Universidade de São Paulo.

A Universidade de São Paulo, pela oportunidade de poder estar em contato com excelentes profissionais, pesquisadores e professores.

RESUMO

STETELLE, G. M. Análise e projeto de otimização de uma turbina axial a vapor com duas fileiras de palhetas móveis. 2017. S383a. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

O presente trabalho pretende projetar e otimizar uma turbina axial do tipo impulso, a vapor com duas fileiras de palhetas móveis. Para isso, estabeleceu-se um ciclo Rankine ideal para geração de energia elétrica. Além disso, para identificar e estudar as variações dos resultados de acordo com a pressão de entrada, escolheu-se quatro casos diferentes, cada um com uma pressão específica na entrada da turbina. Uma análise de viabilidade dos parâmetros de entrada foi realizada, assim como um roteiro de cálculo e otimização para o projeto. Para os cálculos termodinâmicos e a otimização em si, utilizou-se um software de cálculo chamado Engineering Equation Solver (EES). A otimização foi feita a partir do cálculo das perdas na turbina, estabeleceu-se um valor inicial e seguiu-se com o cálculo das demais variáveis e, por fim, um resultado inicial da eficiência da turbina. Assim, esse resultado de eficiência foi iterado com as perdas na turbina afim de obter uma eficiência ótima para o projeto. Os resultados mostraram que independente da pressão de entrada existe um intervalo para o coeficiente característico que resultará na maximização da eficiência total da turbina. É importante também ressaltar que o método de otimização utilizado pelo software é o de “Quadratic Approximations” com limites definidos pelo usuário. Por fim, pesquisas futuras podem levar em consideração modelos de perda mais recentes, além de um método de cálculo mais preciso e aperfeiçoado por modelos computacionais modernos.

Palavras-chave: Turbinas axiais. Otimização. Perdas em turbinas. Modelos de perda. Máquinas de fluxo. Eficiência em turbinas. Turbinas a vapor.

ABSTRACT

STETELLE, G. M. Analysis and optimization project of a vapor axial turbine with two rows of moving blades. 2017. S383a. Final Course Assignment – Departamento de Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

This present paper has a purpose to design and optimize a vapor axial turbine with two rows of moving blades. For that purpose, an ideal Rankine cycle that would produce electrical energy was proposed. Furthermore, to identify and study the results dependence on the inlet pressure, four different cases were chosen and each one with a specified inlet pressure on the turbine. An analysis of feasibility was carried on those inlet parameters, as well as a flowchart optimization model. The thermodynamics calculations and the optimization itself was carried out on the Engineering Equation Solver (EES) software. Moreover, the optimization was based on the turbine losses calculations, initially pre-selected parameters were used to determine the different variables of the problem and, in the end, an initial value for the turbine efficiency. Thus, this efficiency result was iterated along with the turbine losses to acquire an optimal efficiency design. The results showed that there is a characteristic coefficient interval that result the maximization of the turbine efficiency no matter what are the inlet pressure (for practicable pressures). It is important to emphasize that the optimization method used by the software were the “Quadratic Approximations” with limits defined by the user. Lastly, further investigations may take into consideration more recent loss models, in addition to a more precise calculation method and modern computational models.

Keywords: Axial turbines. Optimization. Turbine losses. Losses models. Turbomachinery. Turbine efficiency. Vapor turbines.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Processo de expansão do vapor através de um mecanismo regulador com as consequentes perdas devido ao estrangulamento.	21
Figura 2: Esquema e fotografia mostrando os selos labirínticos para evitar as fugas de vapor e as folgas.	24
Figura 3: Eficiência mecânica de uma turbina	32
Figura 4: Eficiência do gerador para diferentes valores de potência no eixo da turbina.....	32
Figura 5: Ciclo Rankine Ideal e respectivo diagrama T-s	34
Figura 6: Valores de título para diferentes pressões de entrada na turbina.	38
Figura 7: Procedimento global de cálculo do projeto.....	39
Figura 8: Procedimento de otimização pelo coeficiente característico da turbina.	42
Figura 9: Variação das perdas em J/kg em função da pressão de entrada P3 nos quatro casos analisados	51
Figura 10: Padrão de variação das perdas em J/kg em função da pressão de entrada do sistema.	52
Figura 11: Eficiência total da turbina em função de valores de coeficiente característico para o caso 1 com pressão de entrada 2500kPa.....	54
Figura 12: Relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 1 com pressão de entrada 2500kPa.....	54
Figura 13: Eficiência total da turbina em função de valores de coeficiente característico para o caso 2 com pressão de entrada 3000kPa.....	55
Figura 14: Relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 2 com pressão de entrada 3000kPa.	55
Figura 15: Eficiência total da turbina em função de valores de coeficiente característico para o caso 3 com pressão de entrada 3500kPa.....	56
Figura 16: Relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 3 com pressão de entrada 3500kPa.	56
Figura 17: Eficiência total da turbina em função de valores de coeficiente característico para o caso 4 com pressão de entrada 4000kPa.....	57
Figura 18: Relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 4 com pressão de entrada 4000kPa.	57
Figura 19: Seção com dimensões características do bocal da turbina.....	62
Figura 20: Seção com dimensões características das palhetas da turbina.	62

Figura 21: Relação entre eficiência total da turbina e o coeficiente característico, evidenciando o ponto de maior eficiência para o caso com pressão de entrada 3000kPa	65
Figura 22: Relação entre a eficiência interna do estágio, relativa das palhetas e perda por atrito e ventilação em função do coeficiente característico para o caso com pressão de entrada 3000kPa	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Casos estudados e seus valores de pressão correspondentes em quilopascal.....	34
Tabela 2: Valores de entalpia e entropia para os pontos do caso com pressão igual a 2500kPa	36
Tabela 3: Valores de entalpia e entropia para os pontos do caso com pressão igual a 3000kPa	36
Tabela 4: Valores de entalpia e entropia para os pontos do caso com pressão igual a 3500kPa	37
Tabela 5: Valores de entalpia e entropia para os pontos do caso com pressão igual a 4000kPa	37
Tabela 6: Valores calculados das componentes de velocidade e eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 1 com pressão de entrada 2500kPa	47
Tabela 7: Valores calculados das componentes de velocidade e eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 2 com pressão de entrada 3000kPa	47
Tabela 8: Valores calculados das componentes de velocidade e eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 4 com pressão de entrada 4000kPa	48
Tabela 9: Valores calculados das componentes de velocidade e eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 3 com pressão de entrada 3500kPa	48
Tabela 10: Valores das perdas em J/kg nos quatro casos de estudo com os correspondentes valores ótimos de coeficiente característico	51
Tabela 11: Resultado para os valores de coeficiente característico que maximizam a eficiência total da turbina para cada caso estudado.	58
Tabela 12: Valores corrigidos e os respectivos erros da eficiência relativa das palhetas para cada caso estudado.....	59
Tabela 13: Resultado para as dimensões características da turbina para os diferentes casos estudados.	63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EES	Engineering Equation Solver
arccos	Arco cosseno
sin	Seno
sos	Cosseno
arcsin	Arco seno
tan	Tangente

LISTA DE SÍMBOLOS

P_3	Pressão de entrada na turbina
h_n	Entalpia do ciclo no ponto “n”
s_n	Entropia do ciclo no ponto “n”
x_4	Título na saída da turbina
s_{lv}	Calor latente
$\Delta H_{teórico}$	Queda de entalpia teórica
ΔH_{real}	Queda de entalpia real
$c_{1,teórico}$	Velocidade absoluta teórica na saída do bocal
$c_{1,real}$	Velocidade absoluta real na saída do bocal
$\alpha_1.$	Ângulo de saída do fluxo nos bocais
u	Velocidade radial ou circunferencial do disco no seu diâmetro médio
c_1	Velocidade absoluta real na saída do bocal
u/c_1	Coeficiente característico
d	Diâmetro médio do disco
n	Número de revoluções por segundo
$W_{1,m}$	Velocidade relativa do fluxo na entrada das palhetas da fileira “m”
$\beta_{1,m}$	Ângulo da velocidade relativa em relação a horizontal na fileira “m”
$\beta_{2,m}$	Ângulo da velocidade relativa na saída das palhetas da fileira “m”
$c_{1,m}$	Velocidade absoluta real na entrada das palhetas da fileira “m”
$\alpha_{1,m}$	Ângulo de saída do fluxo na fileira “m”
ψ_1	Coeficiente de velocidade das palhetas móveis
$W_{2,m}$	Velocidade relativa do fluxo na saída das palhetas da fileira “m”

$c_{2,m}$	Velocidade absoluta real na saída das palhetas da fileira “m”
$\alpha_{2,m}$	Ângulo da velocidade absoluta na saída das palhetas da fileira “m”
ψ_{gb}	Coeficiente de velocidade das palhetas guias
$c_{1,m,u}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada da fileira de palhetas “m”
$c_{2,m,u}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída da fileira de palhetas “m”
A	Termo para cálculo da eficiência
η_u	Eficiência relativa das palhetas
η_{oi}	Eficiência interna do estágio
$\xi_{fr,w}$	Perdas devido ao atrito e ventilação por quilograma de vapor
η_m	Eficiência mecânica
η_g	Eficiência do gerador
η_t	Eficiência total da turbina
Δh_b	Perdas no bocal
$\Delta h_{p,m}$	Perdas nas palhetas móveis da fileira “m”
Δh_{gb}	Perdas nas palhetas guias
$\Delta h_{vs,2}$	Perdas devido à velocidade de saída nas palhetas da segunda fileira
N_{wind}	Perda de energia para superar o atrito e ventilação
λ	Coeficiente ajustado de acordo com o estado do vapor
Z	Número de estágios de velocidade no disco
ε	Grau de admissão parcial do vapor
l	Altura das palhetas em centímetros
γ	Massa específica do vapor na rotação do disco

β	Coeficiente ajustado de acordo com o número de fileiras de palhetas da turbina
\dot{G}	Vazão mássica de vapor através da turbina
$\eta_{u,corrigido}$	Valor corrigido da eficiência relativa das palhetas
$Erro_{\eta_u}$	Dispersão em porcentagem entre o valor corrigido e o valor inicial da eficiência relativa das palhetas
d_{shaft}	Diâmetro do eixo
s	Dimensão do espaço anelar
g	Valor da aceleração da gravidade em metros por segundo ao quadrado
f_s	Área anelar
P_{cr}	Pressão no último compartimento
G_{leak}	Quantidade de vapor de fuga através do selo labiríntico
v_0	Volume específico do vapor antes do bocal
v_1	Volume específico do vapor na saída do bocal
f_{min}	Valor mínimo da área da seção do bocal
f_{max}	Valor máximo da área da seção do bocal
$f_{cada,bocal}$	Área da seção de cada divisão do bocal
l'_m	Altura da seção de entrada das palhetas da fileira “m”
l_m	Altura da seção de saída das palhetas da fileira “m”
a_{min}	Largura dos bocais na seção de entrada
a_{bocal}	Largura dos bocais na seção de saída
$l_{divergente}$	Comprimento da porção divergente do bocal
Y	Perda total de uma turbina
Y_{perfil}	Perda parcial de perfil
$Y_{secundárias}$	Perda parcial secundária

Y_{fuga} Perda parcial por fuga de vapor

ξ Coeficiente de borda de saída

Re Número de Reynolds

$Y_{borda\ de\ saída}$ Perda parcial por borda de saída

ξ_{Re} Fator de correção pelo número de Reynolds

ξ_{anelar} Perda parcial anelar

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. Motivação	17
1.2. Estrutura do projeto	17
1.3. Objetivos	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1. Perdas	20
2.1.1. Perdas internas	21
2.1.1.1. Perdas nas válvulas reguladoras	21
2.1.1.2. Perdas nos bocais	22
2.1.1.3. Perdas nas palhetas móveis	23
2.1.1.4. Perdas por velocidade de saída	25
2.1.1.5. Perdas por atrito no disco e ventilação	25
2.1.1.6. Perdas por folga entre o rotor e o disco das palhetas fixas	26
2.1.1.7. Perdas por vapor úmido	27
2.1.2. Perdas externas	27
2.1.2.1. Perdas mecânicas	27
2.1.2.2. Perdas devido a fuga de vapor nos selos finais	27
2.1.3. Modelos de previsão de perdas	28
2.1.3.1. Soderberg (1949)	28
2.1.3.2. Ainley & Mathieson (1951)	28
2.1.3.3. Dunham & Came (1970)	29
2.1.3.4. Kracker & Okapuu (1982)	29
2.1.3.5. Craig & Cox (1970)	30
2.2. Eficiências	31
2.2.1. Eficiência relativa das palhetas (η_u)	31
2.2.2. Eficiência interna do estágio ou da turbina (η_{oi})	31
2.2.3. Eficiência mecânica (η_m)	31
2.2.4. Eficiência do gerador (η_g)	32
2.2.5. Eficiência total da turbina (η_t)	33

3. MATERIAIS E MÉTODOS	34
3.1. Ciclo termodinâmico	35
3.2. Parâmetros de entrada	38
3.3. Cálculo do triângulo de velocidades	40
3.3.1. Componentes de velocidades das palhetas	43
3.3.2. Componentes radiais dos vetores velocidade	45
3.4. Cálculo das perdas	49
3.4.1. Perdas no bocal	49
3.4.2. Perdas nas palhetas móveis da primeira fileira	49
3.4.3. Perdas nas palhetas guias	49
3.4.4. Perdas nas palhetas móveis da segunda fileira	49
3.4.5. Perdas devido à velocidade de saída nas palhetas da segunda fileira	49
4. RESULTADOS	51
4.1. Resultados gráficos das perdas	51
4.2. Resultados gráficos das eficiências	53
4.3. Valores corrigidos pelas perdas da turbina	58
4.4. Cálculo das medidas do bocal e das palhetas da turbina	59
5. CONCLUSÃO	64
6. REFERÊNCIAS	67

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Os avanços tecnológicos e científicos na área de máquinas térmicas de fluxo podem contribuir para o aumento do uso de energia renovável no planeta. Máquinas como as turbinas, fornecem energia em diferentes aplicações: desde usinas hidrelétricas com turbinas hidráulicas até microturbinas usadas em cogeração de energia.

Dessa forma, o aprimoramento nas práticas e técnicas de construção e projeto dessas máquinas favorecem o meio ambiente, assim como diminui o uso de recursos e custo de criação desses projetos. É nesse sentido que o presente estudo obtém inspiração para desenvolver e projetar uma turbina com eficiência otimizada e alto nível de rendimento.

1.2. Estrutura do projeto

Inicialmente, é necessário situar a turbina em um ciclo termodinâmico de forma a obter parâmetros de entrada e saída, assim como contextualizar o projeto. Sabendo que o foco do estudo é em turbinas, escolheu-se um ciclo termodinâmico ideal do tipo Rankine onde a turbina gerará energia elétrica através de um gerador. Basicamente, o ciclo conta com uma caldeira, condensador, bomba e a turbina. Além disso, o presente estudo propõe quatro casos diferentes de análise no projeto da turbina, cada um com um valor diferente para a pressão de entrada na turbina, afim de analisar se haverá divergência nos resultados para esse parâmetro de entrada. Assim, com a máquina contextualizada no ciclo, pode-se iniciar com os procedimentos de cálculo para a turbina especificamente.

O projeto de turbina é um procedimento bastante iterativo e requer um software com propriedades termodinâmicas já implementadas para facilitar os cálculos de otimização.

Assim, foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES, 2017) muito utilizado nesse tipo de aplicação para cálculos de ciclos e sistemas termodinâmicos.

Por se tratar de um procedimento iterativo, é necessário fazer uso de alguns valores iniciais arbitrados, tais como a vazão mássica de vapor através da turbina, eficiências e valores de coeficientes característicos.

Os triângulos de velocidade, muito presentes em projetos de turbinas, facilitam o trabalho de análise vetorial, uma vez que as palhetas móveis giram com o rotor fazendo com que uma análise dinâmica seja muito mais eficaz, assim é fisicamente mais coerente utilizar ângulos e velocidades relativas. Por esse motivo, faz-se uso de relações trigonométricas para o cálculo de todos os componentes de velocidade da turbina.

Após a análise dos triângulos de velocidade dos estágios da turbina, será analisada a dependência da eficiência para com o coeficiente característico, definido como a velocidade circunferencial sobre a velocidade absoluta real na saída do bocal. Pretende-se estudar qual valor desse coeficiente fornecerá um valor otimizado para a eficiência total da turbina.

Máquinas do tipo turbina possuem alta complexidade, ou seja, possuem diversos subsistemas que influenciam na performance final da turbina, na quantidade de energia que ela fornecerá de acordo com os parâmetros de vapor de entrada. Assim, faz sentido fazer uso de diferentes eficiências que levam em conta cada subsistema desse tipo de máquina. Neste estudo, será utilizada eficiência mecânica, eficiência do gerador, eficiência interna do estágio e relativa das palhetas; assim, para obter uma eficiência total final da turbina, a seguinte expressão será utilizada:

$$\eta_t = \eta_u \eta_{oi} \eta_m \eta_g$$

Outro fator muito importante para o estudo de turbinas são os diferentes tipos de perda. Neste estudo, será considerado para o cálculo da eficiência otimizada, as perdas levantadas pela literatura (SHLYAKHIN, 1962) as quais são: perdas no bocal, nas palhetas guias, nas palhetas móveis em ambas fileiras, perdas devido à velocidade de saída e perda devido ao atrito no disco e ventilação, usando as correlações de Forner (SHLYAKHIN, 1962). O somatório das perdas calculadas será utilizado para o cálculo da eficiência. Nesse sentido, cada valor de coeficiente característico fornecerá um valor diferente para as perdas em cada caso de estudo analisado, assim uma análise gráfica poderá auxiliar na discussão dos resultados em cada caso.

Por fim, após o cálculo de otimização da turbina, será feito também o cálculo das características dimensionais dos componentes, isto é, palhetas móveis, palhetas guias e bocais. As características dimensionais envolvem comprimento, altura, área de seção de entrada e saída, tanto nas palhetas como no bocal.

Mais além, o presente estudo pretende fazer uma análise teórica sobre os tipos de perda analisados, citando suas causas, consequências e possíveis oportunidades de melhoria. Além disso, será feita também uma análise temporal dos modelos de perda introduzidos por diversos pesquisadores da área, citando desde (SODERBERG, 1949) até (KRACKER; OKAPUU, 1982).

1.3. Objetivos

Resumidamente, os objetivos deste estudo podem ser colocados da seguinte forma:

- Estabelecer um ciclo termodinâmico com geração de energia elétrica afim de situar uma máquina do tipo turbina. O ciclo deve conter uma caldeira, condensador, bomba e a própria turbina.
- Analisar quatro casos de projeto com diferentes valores de pressão de entrada na turbina, com objetivo de avaliar as mudanças nos resultados de eficiência total e perdas.
- Modelar o ciclo termodinâmico e as características operacionais da turbina em software com propriedades termodinâmicas implementadas para o cálculo iterativo das eficiências e perdas na turbina.
- Realizar um estudo gráfico das eficiências em função do coeficiente característico e das perdas relacionadas.
- Avaliar os parâmetros dimensionais dos bocais e das fileiras de palhetas.
- Analisar teoricamente os diferentes tipos de perda considerados no procedimento de cálculo assim como uma análise temporal dos modelos de perda estudados por diferentes cientistas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Perdas

Assim como em muitos dispositivos usados em ciclos termodinâmicos, a presença de perdas é muito frequente. Durante a análise de um ciclo deve-se levar em consideração as irreversibilidades, quedas de pressão, esse mesmo processo ocorre nas turbinas a vapor.

Em uma análise teórica, onde o processo de expansão do vapor ocorre adiabaticamente, a quantidade de energia mensurada para fazer o trabalho mecânico nessa situação é subdimensionada, já que, na prática, existem perdas em diversos estágios da passagem do vapor pela turbina, por exemplo: perdas nas válvulas reguladoras, perdas nos bocais, perdas nas palhetas móveis, perdas devido ao atrito do disco e à ventilação e isso acarreta um aumento na energia necessária para realizar o trabalho mecânico necessário.

Segundo a literatura utilizada neste presente trabalho (SHLYAKHIN, 1962) podemos dividir as perdas em dois grupos:

- 1) Perdas internas, as quais estão relacionadas com as quedas entálpicas que ocorrem durante a passagem do vapor pela turbina, como exemplo podemos citar:
 - a. Perdas nas válvulas reguladoras.
 - b. Perdas nos bocais.
 - c. Perdas devido a velocidade de saída.
 - d. Perdas devido ao atrito do disco e ventilação.
 - e. Perdas por folga entre o rotor e o disco das palhetas fixas
 - f. Perdas devido ao vapor úmido.
- 2) Perdas externas, relacionadas com perdas que ocorrem devido à montagem e fabricação, por exemplo:
 - a. Perdas mecânicas
 - b. Perdas por fuga de vapor através dos selos finais.

Nesta seção tratar-se-á das perdas que foram avaliadas durante o projeto da turbina de impulso de que trata este trabalho. Discutir-se-á as causas e medidas de atenuar sua intensidade.

2.1.1. Perdas internas

2.1.1.1. Perdas nas válvulas reguladoras

Esse tipo de perda está relacionada com o processo de estrangulamento que ocorre antes do vapor entrar nos bocais da turbina. Mais adiante, o vapor que entra na turbina sofre uma queda de pressão de tal forma que a pressão na seção posterior às válvulas reguladoras é menor que a pressão do vapor fornecido à turbina, geralmente essa queda de pressão é da ordem de 3 à 5% (SHLYAKHIN, 1962).

Não obstante, essa queda de pressão acompanha também uma queda de energia. Observa-se pelo diagrama que a uma pressão p_0 a energia disponível corresponde a H_0 entretanto, quando a pressão cai para p'_0 a energia disponível cai para H'_0

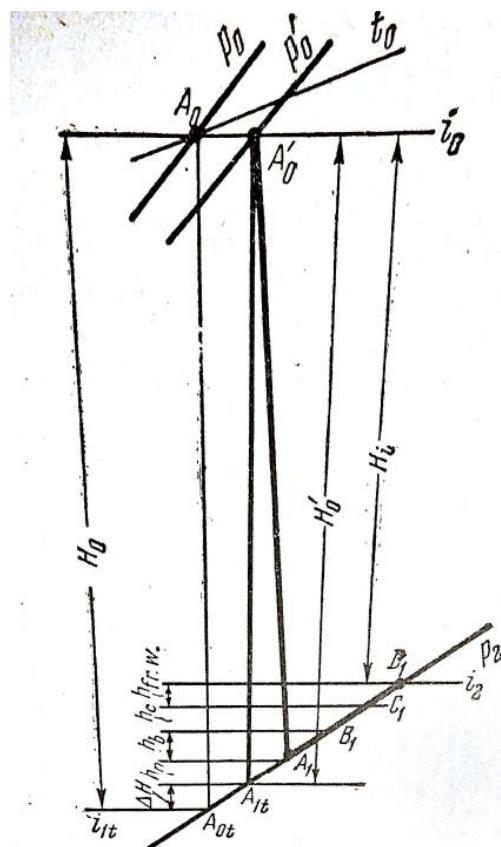


Figura 1: Processo de expansão do vapor através de um mecanismo regulador com as consequentes perdas devido ao estrangulamento.

Fonte: Adaptado de (SHLYAKHIN, 1962, p. 47)

Essa perda foi levada em consideração já nas primeiras instâncias de cálculo. Assume-se uma queda de pressão de 3% de tal forma que a pressão disponível de fato usada para cálculos posteriores seja:

$$P_{3,ent} = 0,97 * P_3 \quad (1)$$

A relação entre a perda nas válvulas reguladoras e a eficiência final é lógica, uma vez que essa perda se estabelece logo na entrada do vapor de admissão, seria idêntico a fornecer vapor a uma pressão menor que a de projeto para a turbina, ou seja, a eficiência é, consequentemente, menor.

2.1.1.2. Perdas nos bocais

Essas perdas não estão somente relacionadas aos bocais de entrada da turbina, mas também se referem às perdas que ocorrem nas palhetas guias. Essa perda possui diversas causas, como por exemplo, atrito do vapor com a parede do bocal, atrito viscoso entre as partículas, deflexão do fluxo de vapor, crescimento da camada limite e turbulência nas extremidades dos bocais ou palhetas. (SHLYAKHIN, 1962)

Há um coeficiente característico dessa perda, chamado coeficiente de velocidade (ϕ). Esse coeficiente é usado para quantificar as perdas em velocidade do vapor passante pelo bocal, sua dependência é diversa, desde às dimensões do bocal em si, até a rugosidade das paredes e velocidade do fluxo.

As condições durante a passagem de vapor pelo bocal aumentam o conteúdo de calor do mesmo, dessa forma, a energia disponível durante o processo de expansão do vapor no bocal será menor do que em um processo adiabático.

A quantificação levando em consideração o coeficiente de velocidade foi feita da seguinte maneira:

A velocidade real do vapor c_1 é considerada como:

$$c_{1,teórico} = 2\sqrt{\Delta H_{teórico}} \quad (2)$$

$$c_1 = \varphi * c_{1,teórico} \quad (3)$$

O valor do coeficiente de velocidade é geralmente assumido entre 0,91 e 0,98, entretanto um valor mais adequado depende muito do tipo de bocal usado, assim como o tamanho e a forma. Uma aproximação mais adequada pode ser obtida experimentalmente. Há literaturas onde pode-se obter um valor mais próximo do ideal para esse coeficiente (SAMOILOVICH, 1953).

Assim, a perda no bocal em unidades de J/kg pode ser mensurada como:

$$\Delta H_b = \frac{c_{1,teórico}^2 - c_1^2}{2} \quad (4)$$

2.1.1.3. Perdas nas palhetas móveis

Sendo as mais frequentes que ocorrem nas turbinas, sua consideração é de muita importância para avaliar os parâmetros da turbina. Além disso, é o tipo de perda que ocorre em todos os estágios, ou seja, ocorre em cada fileira de palhetas móveis e guias. De forma análoga às perdas nos bocais, esta é também considerada no coeficiente de velocidade (ϕ) e seu método de cálculo é semelhante.

Como causas para a existência desse tipo de perda podemos citar a borda de fuga que é o escape do vapor vindo do bocal para as palhetas móveis. Este escape ocorre devido a um pequeno espaço entre o bocal e as palhetas móveis consequentemente forma-se uma pequena região de turbulência a qual contribui para a perda. Além da borda de fuga, as perdas por impacto também corroboram como causa, uma vez que a colisão do vapor nas palhetas móveis com as extremidades do perfil provocam perturbação no fluxo e consequentemente, perda.

Outra causa de grande importância que deve ser considerada são as perdas por fuga do vapor pela região entre o estator e a carcaça, que ocorrem em todos os estágios da turbina. Esse tipo de fuga não pode ser evitada perfeitamente uma vez que sempre haverá fuga nessa região entre as palhetas guias. Um procedimento comum para evitar esse tipo de perda é construir as palhetas móveis maiores que as saídas do bocal e das palhetas guias, além também da criação de selos labirínticos, como mostra a figura 2.

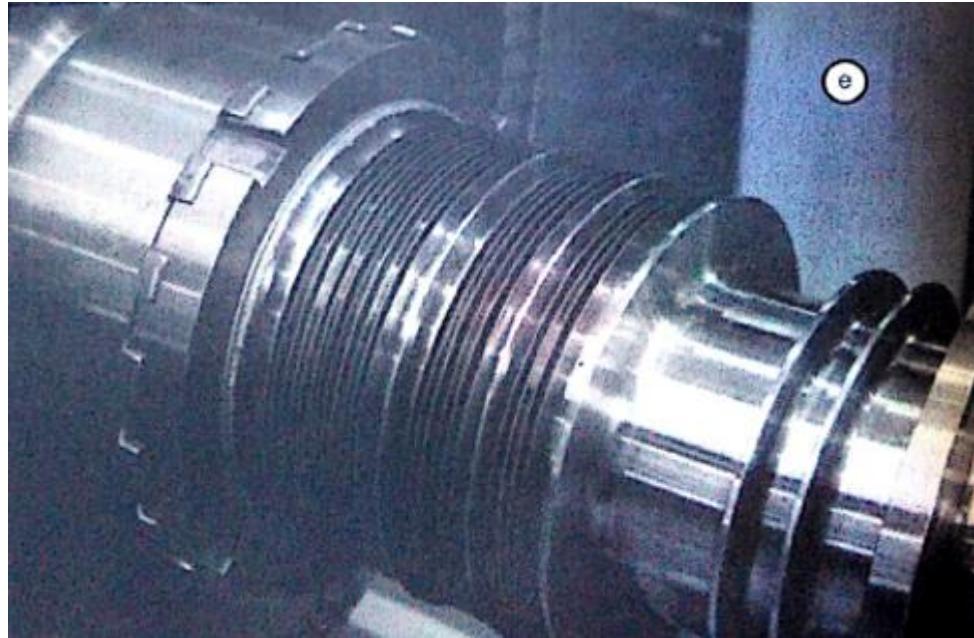


Figura 2: Esquema e fotografia mostrando os selos labirínticos para evitar as fugas de vapor e as folgas.

Fonte: Adaptado de (STANISLAVOVICH; SOUZA; SILVA, 2013)

Outra causa são as perdas por fricção e as perdas devido a fluxos secundários, que ocorrem devido à própria passagem do vapor pelas palhetas que podem ocasionalmente provocar algum tipo de fluxo secundário e contribuir para as perdas. Evidentemente, essa perda também tem dependência nos ângulos de entrada e saída das palhetas.

Por fim, seu cálculo é muito semelhante ao cálculo do caso em perdas nos bocais com a diferença que, neste caso, usamos a velocidade característica do estágio. Para o primeiro estágio de palhetas móveis usamos a velocidade relativa do fluxo na entrada (w_1) e na saída (w_2) das palhetas móveis deste primeiro estágio, ou seja:

$$\Delta H_{p,I} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (5)$$

Para as palhetas guias, usamos:

$$\Delta H_{gb} = \frac{c_2^2 - c_{1,II}^2}{2} \quad (6)$$

Sendo, c_2 a velocidade absoluta na saída das palhetas móveis do primeiro estágio e $c_{1,II}$ a velocidade absoluta na entrada do segundo estágio.

2.1.1.4. Perdas por velocidade de saída

Esse tipo de perda está associado ao espaço existente entre a saída de um estágio e a entrada do bocal do próximo estágio. A existência de um espaço considerável entre a saída e o bocal do próximo estágio acarreta uma grande perda de energia pelo fluido, tanto pelo atrito nas bordas como pela direção errada na qual o fluido escoa.

É importante ressaltar que construções modernas de turbinas diminuíram consideravelmente esse tipo de perda, não excedendo 2% (SHLYAKHIN, 1962) uma vez que o espaço existente foi diminuído até se obter uma construção ideal.

A magnitude da perda de energia pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\Delta H_{vs} = \frac{c_{2,II}^2}{2} \quad (7)$$

Em turbinas de maior capacidade esse tipo de perda é maior e pode chegar até 4% ou mais.

2.1.1.5. Perdas por atrito no disco e ventilação

Muito comum, esse tipo de perda é devido ao atrito do disco rotativo da turbina com o vapor que o envolve. Este atrito causado pela colisão de partículas com o disco provoca uma aceleração, consequentemente, trabalho mecânico é gasto para equivarcer essa perda por atrito.

As perdas por ventilação estão relacionadas às turbinas com admissão parcial de vapor. Nos espaços onde não há admissão de vapor no disco surgem pequenos vórtices de turbulência que provocam as perdas por ventilação que consiste basicamente de atrito, impacto do vapor com as palhetas e admissão intermitente de vapor nas palhetas móveis. Esse vapor intermitente instala-se no interior das palhetas e, na ocasião da passagem de fluxo de vapor nesse espaço, parte da energia é gasta para empurrar esse vapor de ventilação.

Correlações empíricas foram criadas para determinar a magnitude dessa perda, umas delas é a de Stodola (STODOLA, 1945).

$$N_{wind}[kW] = \lambda [1,07 * d^2 + 0,61 * z * (1 - \varepsilon) * d * l] * \frac{u^3}{10^6} * \gamma \quad (8)$$

Sendo N_{wind} a perda de energia para superar o atrito e ventilação, λ o coeficiente tomado como unidade para ar e vapor muito superaquecido, para vapor superaquecido

comum entre 1,1 e 1,2, para vapor saturado 1,3; d o diâmetro do disco medido na altura média das palhetas, em metros; z o número de estágios de velocidade no disco; ε o grau de admissão parcial do vapor; l a altura das palhetas, em cm; u a velocidade circunferencial no diâmetro médio em m/s; γ a massa específica do vapor na rotação do disco.

Neste projeto, foi usada a relação de Forner (SHLYAKHIN, 1962).

$$N_{wind}[kW] = \beta * 10^{-10} * d^4 * n^3 * l * \gamma \quad (9)$$

Onde n é a rotação da turbina em rpm e β um coeficiente igual a 1,76 para turbinas de uma fileira de palhetas, 2,06 para duas fileiras e 2,80 para três fileiras.

O diâmetro do disco varia dado diferentes valores de velocidade circunferencial, assim, uma vez que essa perda depende muito do diâmetro do disco, é lógico que haverá grande variação na magnitude dessa perda. É também sabido que existe um valor ótimo de velocidade circunferencial que resulta em uma eficiência ótima para a turbina. Logo, uma análise iterativa é necessária para encontrar um valor ideal para a eficiência e para a perda por atrito e ventilação.

2.1.1.6. Perdas por folga entre o rotor e o disco das palhetas fixas

Esse tipo de perda é devido ao escape de vapor pelas extremidades das palhetas, ou seja entre o rotor e o disco das palhetas guias da turbina. Esse pequeno espaço provoca a entrada de vapor a uma pressão diferente daquela de admissão. Assim, esse vapor contribui para a perda de energia uma vez que o vapor admitido a pressão diferente deve superar o trabalho daquele vapor com outra pressão.

Esse tipo de perda também possui grande dependência no tipo de construção das palhetas (PERSSON, 2015). Nas construções sem selos labirínticos, o fluxo de fuga de vapor é dividido em dois porém ambos convergem para o vapor de admissão vindo do bocal. A existência de dois fluxos de fuga diferentes, acrescenta consideravelmente na perda. Caso exista selos labirínticos, pontos de estagnação aparecem logo após os selos o que cria pequenos vórtices de turbulência, mas não grandes o suficiente a ponto de dividir o fluxo de fuga de vapor em dois, dessa forma contribuindo menos para a perda.

2.1.1.7. Perdas por vapor úmido

Esse tipo de perda ocorre majoritariamente em turbinas com condensação, onde nos estágios finais pequenas gotas de água são formadas e devido a força centrifuga a qual estão sujeitas essas partículas de água, elas são depositadas na parte externa da turbina, próximo às palhetas. Entretanto, existe também o vapor passante pelas palhetas que provoca uma sucção dessas pequenas partículas de água para junto do fluxo. Dessa forma, essa energia necessária para carregar essas pequenas partículas de água pelo fluxo de vapor contribui na perda de energia.

2.1.2. Perdas externas

2.1.2.1. Perdas mecânicas

Essas perdas estão associadas a construção mecânica da turbina: seus rolamentos, selos, eixo e partes móveis que podem sofrer atrito. Essas perdas são consideradas na eficiência mecânica da turbina e geralmente são determinadas experimentalmente, dessa forma, constrói-se um gráfico para se obter a eficiência mecânica em função da rotação ou potência da turbina.

2.1.2.2. Perdas devido a fuga de vapor nos selos finais

Esse tipo de perda acontece na entrada e saída do eixo da turbina, devido principalmente a diferença de pressão dentro da carcaça da turbina e a pressão atmosférica externa. Essa diferença de pressão provoca fuga de vapor pelos selos finais, mas vale lembrar que esse vapor de fuga não influencia na condição do vapor interno, mas sim no trabalho mecânico final do eixo da turbina. Assim, para atenuar esse tipo de perda são construídos selos na entrada e saída da turbina que vedam parcialmente o ambiente interno do ambiente externo.

2.1.3. Modelos de previsão de perdas

Modelos mais precisos de perdas tem sido estudados desde a década de 50, muitos foram os acadêmicos que criaram modelos e correlações para prever e mensurar as perdas em turbina (WEI, 2000), especialmente em turbinas axiais. Nesta seção discutir-se-á sobre os avanços nos modelos de perdas desde a década de 50 até os modelos mais atuais, levando em conta os avanços mais consideráveis.

2.1.3.1. Soderberg (1949)

O modelo de Soderberg (SODERBERG, 1949) considera como perdas principais as perdas de perfil e as perdas secundárias do fluxo. Entretanto, seu modelo considera que as características do perfil das palhetas tem pouca influência nas perdas do estágio, além disso, é considerado também que o grau de reação do estágio não é importante. Apesar disso, seu modelo serve de boa estimativa inicial para um procedimento rápido de verificação de eficiência, isso devido ao fato de ser um modelo mais simples. As perdas de perfil, nesse caso, têm como única dependência o grau de deflexão das palhetas, ou seja, um maior grau de deflexão ocasiona uma maior perda.

2.1.3.2. Ainley & Mathieson (1951)

Ainley & Mathieson (AINLEY; MATHIESON, 1951) avançou os estudos de turbina no sentido de criar um método melhor para determinar a eficiência de uma turbina, nesse sentido, seus modelos de perda foram desenvolvidos com muito mais precisão e acurácia. O modelo considera as perdas de perfil, perdas secundárias e perdas por fuga de vapor.

Após o cálculo individual de cada componente, a perda total é então mensurada da seguinte forma:

$$Y = (Y_{perfil} + Y_{secundárias} + Y_{fuga}) * \xi \quad (10)$$

Sendo “ ξ ” o coeficiente de borda de saída, obtido a partir de uma simples análise gráfica.

As correlações utilizadas para determinar as componentes individuais foram deduzidas através de testes com diversos tipos de turbinas em diferentes condições (perfil das palhetas, espessura das palhetas e características do bocal).

O modelo, apesar de ser mais preciso que seu antecessor, ainda considera algumas hipóteses muito abrangentes como a não influência do número de Mach no cálculo da componente de perda de perfil e a não influência do ângulo de entrada do fluxo no ângulo de saída das fileiras de palhetas. Além disso, a não influência do número de Reynolds nas perdas secundários desvia o resultado de uma análise mais real.

2.1.3.3. Dunham & Came (1970)

Na década de 70, Dunham & Came (DUNHAM; CAME, 1970) melhoraram as correlações de Ainley & Mathieson, através de dados mais recentes de testes. Nesse caso, descobriram que as correlações de Ainley & Mathieson eram suficientes para turbinas de grande porte, entretanto, para turbinas pequenas os resultados divergiam muito do esperado. Dessa forma, uma pequena mudança foi introduzida para o cálculo da perda total:

$$Y = \left[Y_{perfil} + Y_{secundárias} * \left(\frac{Re}{2 \times 10^5} \right)^{-0.2} + Y_{fuga} \right] * \xi \quad (11)$$

O coeficiente de borda de saída é o mesmo das correlações de Ainley & Mathieson

Agora, a correlação considera a influência do número de Reynolds no cálculo da perda total. Mais além, no cálculo individual da perda de perfil foi considerado também o número de Mach.

2.1.3.4. Kracker & Okapuu (1982)

O método desenvolvido pelos pesquisadores Kracker & Okapuu (KRACKER; OKAPUU, 1982) conglobou as pesquisas de Ainley & Mathieson com os avanços de Dunham & Came. O estudo mostrou que as correlações desenvolvidas eram suficientes para grande parte das turbinas axiais, apesar disso, aprimorou-se o método de cálculo tomando em consideração as perdas por colisão e introduziu o parâmetro compressibilidade nos cálculos de perda de perfil e perdas secundárias.

O novo método para cálculo da perda total foi proposto como:

$$Y = \xi_{Re} * Y_{perfil} + Y_{secundárias} + Y_{fuga} + Y_{borda\ de\ saída} \quad (12)$$

As alterações consideradas foram a troca do coeficiente de borda de saída por uma nova componente de perda, além do fator de correção de Reynolds.

Foi também observado que as correlações de perda de perfil de Ainley & Mathieson foram determinadas a partir de testes em velocidades subsônicas baixas, causando desvios quando aplicadas em turbinas que trabalham em números de Mach maiores.

2.1.3.5. Craig & Cox (1970)

A correlação apresentada por Craig & Cox (CRAIG; COX, 1970) tem base em testes experimentais realizados com turbinas axiais a vapor e a gás. Nestes testes, considerou-se diversos fatores que poderiam alterar o valor real da perda total na turbina, tais como: ângulo das palhetas e perfil de passagem do vapor, número de Mach e Reynolds.

Neste método, especificamente, o número de Reynolds tem grande importância para determinar a eficiência e as perdas de perfil da turbina. Baseado no número de Reynolds de acordo com o grau de abertura do bocal, Craig & Cox propuseram uma correlação para as perdas de perfil.

A correlação para a perda total adquiriu a forma:

$$\xi_t = \xi_{perfil} + \xi_{secundária} + \xi_{anelar} \quad (13)$$

A perda individual ξ_{anelar} ocorre quando existe um espaço considerável entre um estágio de palhetas e outro, fazendo com que ocorra uma turbulência no fluxo ali passante. Essa perda está em função da geometria do rotor e do estator.

2.2. Eficiências

Em um projeto de turbina, conta-se com diversos tipos de eficiências e cada uma representa uma parte do processo necessário para determinar os parâmetros ideais da turbina. Dessa forma, pode-se apresentar as eficiências e qual papel desempenhado por cada uma:

2.2.1. Eficiência relativa das palhetas (η_u)

Compara o trabalho de um quilograma de vapor movimentando as palhetas móveis com o trabalho teórico que esse vapor poderia realizar. Sua magnitude pode ser calculada como

$$\eta_u = \frac{A}{c_{1\text{teorico}}^2} \quad (14)$$

$$A = [(c_{1,I,u} + c_{2,I,u}) + (c_{1,II,u} + c_{2,II,u})] * 2 * u \quad (15)$$

2.2.2. Eficiência interna do estágio ou da turbina (η_{oi})

Compara o trabalho de um quilograma de vapor em um estágio - ou na turbina como um todo - com o trabalho teórico disponível que esse vapor poderia realizar.

$$\eta_{oi} = \eta_u - \xi_{fr,w} \quad (16)$$

Sendo $\xi_{fr,w}$ as perdas devido ao atrito e à ventilação por quilograma de vapor.

2.2.3. Eficiência mecânica (η_m)

Compara o trabalho real realizado pela turbina com o trabalho teórico onde não há resistências mecânicas internas da turbina, como atrito nos rolamentos, discos e outras partes mecânicas. Sua magnitude pode ser determinada por projetos anteriores e testes experimentais da literatura, dado os parâmetros de entrada, pode-se encontrar o valor da eficiência através de um gráfico.

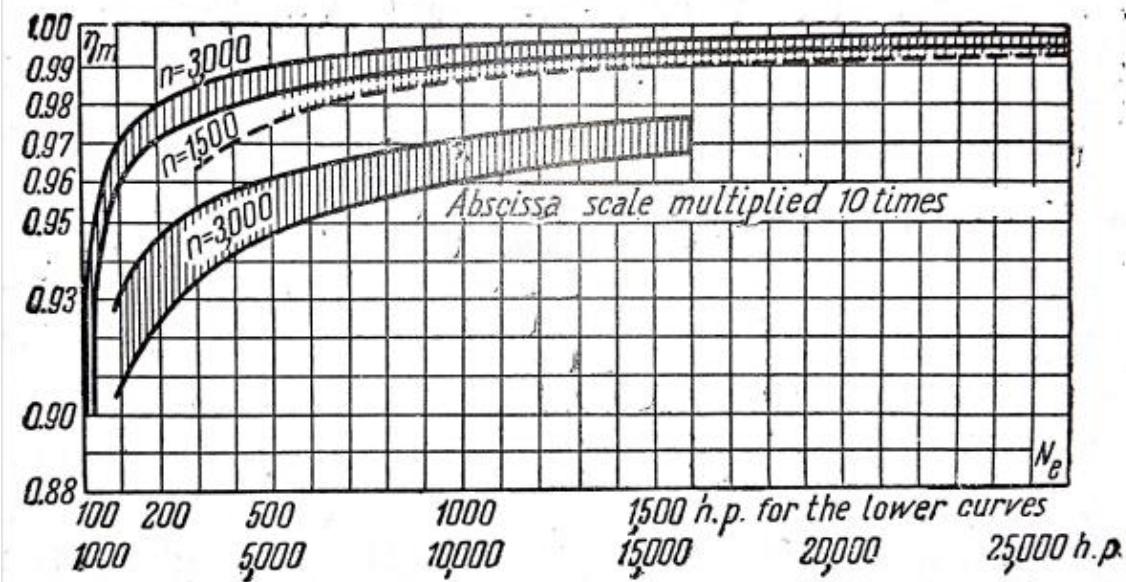


Figura 3: Eficiência mecânica de uma turbina

Fonte: Adaptado de (SHLYAKHIN, 1962, p. 55)

2.2.4. Eficiência do gerador (η_g)

Compara a energia produzida no gerador com a energia produzida no eixo da turbina. Para determinar sua magnitude utiliza-se do mesmo procedimento para a eficiência mecânica: encontra-se seu valor através de uma interpolação gráfica na literatura

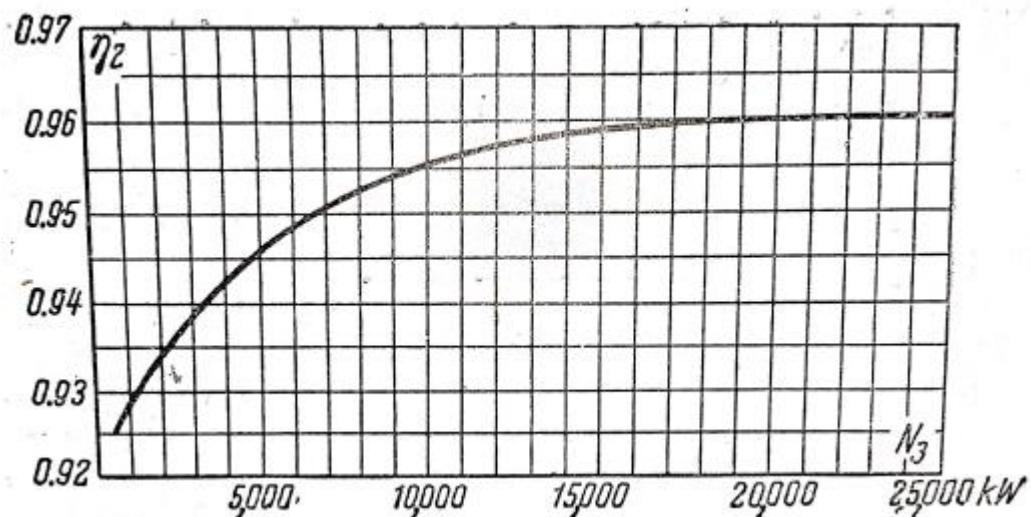


Figura 4: Eficiência do gerador para diferentes valores de potência no eixo da turbina

Fonte: Adaptado de (SHLYAKHIN, 1962, p. 57)

2.2.5. Eficiência total da turbina (η_t)

Neste caso, utiliza-se todas as demais eficiências para calcular uma eficiência total da turbina, sua magnitude é simplesmente a multiplicação das demais eficiências:

$$\eta_t = \eta_u \eta_{oi} \eta_m \eta_g \quad (17)$$

3. MATERIAIS E MÉTODOS

O texto presente pretende projetar uma turbina axial do tipo impulso (ação) com duas fileiras de palhetas móveis, também conhecido como turbina de um estágio com roda Curtis. Afim de estabelecer o equipamento em condições de operações similares às reais, construiu-se um ciclo Rankine ideal para geração de energia elétrica através de um gerador acoplado na turbina.

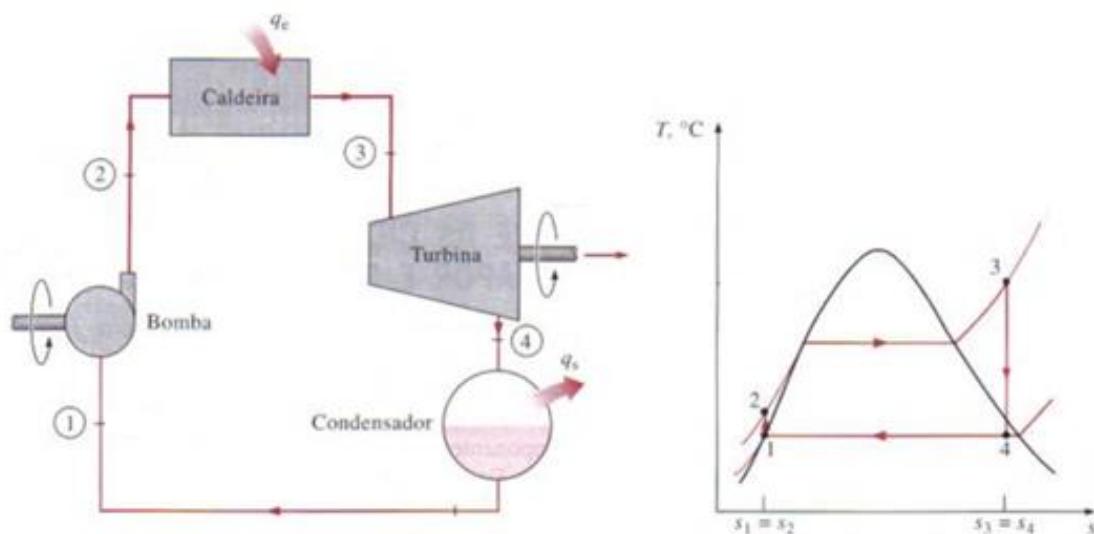


Figura 5: Ciclo Rankine Ideal e respectivo diagrama T-s

Fonte: Adaptado de (ÇENGEL; MICHAEL, 2007 p.449)

Foram selecionados parâmetros de entrada e saída do vapor na turbina, afim de obter o restante dos dados. Considerou-se também quatro valores de pressão de entrada diferentes para verificar a funcionalidade do projeto para diferentes condições de entrada.

Tabela 1: Casos estudados e seus valores de pressão correspondentes em quilopascal

Casos	Pressão de entrada (P_3) em kPa
1	2500
2	3000
3	3500
4	4000

Fonte: Elaborado pelo autor.

Inicialmente, o objetivo foi determinar se os parâmetros escolhidos poderiam ser utilizados para o projeto da turbina, uma vez que o processo de expansão 3-4 deve ocorrer

majoritariamente na região superaquecida, pois se o conteúdo de umidade for maior que 10 a 12 por certo, corre-se o risco de haver erosão nas palhetas da turbina assim como uma grande queda em sua eficiência (LEE, 1954). Além disso, a expansão ocorrendo na região de superaquecimento provoca o efeito de aumentar a temperatura média efetiva, aumentando a eficiência e também diminuindo as perdas por vapor úmido.

Dessa forma, para avaliar a quantidade de umidade na mistura de vapor é lógico fazer uso do título. Assim, precisa-se encontrar o título no ponto mais crítico no interior da turbina. Esse ponto seria a sua saída, uma vez que no final da sua expansão o vapor saí da região superaquecida para a região bifásica, neste projeto.

Com o auxílio do software de cálculo e equacionamento Engineering Equation Solver (EES, 2017) iniciamos o equacionamento e cálculo das variáveis de interesse.

3.1. Ciclo termodinâmico

Dados os parâmetros de entrada, ou seja, pressão, temperatura de admissão da turbina e a temperatura do vapor logo após a expansão podemos encontrar as propriedades termodinâmicas dos demais pontos dado duas outras propriedades naquele ponto. Lembrando que não trataremos das irreversibilidades neste caso (Ciclo Rankine Ideal) já que o foco de estudo é a análise de otimização da turbina.

- Ponto 1:

Neste ponto, logo após o condensador, temos a mesma pressão do ponto 4 na saída da turbina, pois não há queda de pressão no condensador. Assim, usando a característica de líquido saturado encontramos a entalpia (h_1) e a entropia (s_1).

- Ponto 2:

Logo após a compressão na bomba, também tratada como ideal, não teremos uma variação na entropia do fluido, assim teremos que a entropia do ponto 2 é igual a entropia do ponto 1, consequentemente encontramos a entalpia do ponto 2 usando a entropia e a pressão que, neste caso é a mesma da admissão na turbina.

- Ponto 3:

Com os dados de entrada da turbina, podemos facilmente encontrar a entalpia correspondente neste ponto, usando a pressão e temperatura de admissão.

- Ponto 4:

Analogamente com o método usado no ponto 2, tratando-se de uma expansão isentrópica podemos encontrar a entalpia deste ponto usando a entropia do ponto 3 e a pressão de saída da turbina.

Como dado complementar para o cálculo do título, precisamos do calor latente à pressão de saída da turbina. Para tal, encontramos a entropia dos pontos de líquido saturado e vapor saturado naquela pressão e fazemos a sua subtração para encontrar o calor latente.

Assim, os dados entálpicos e complementares dos pontos para o cálculo do título na saída da turbina são resumidos nas tabela 2, 3, 4 e 5.

Tabela 2: Valores de entalpia e entropia para os pontos do caso com pressão igual a 2500kPa

Caso 1: $P_3 = 2500\text{kPa}$

Pontos	Entalpia (h_n) kJ/kg	Entropia (s_n) kJ/kg . K
1	721,2	2,046
2	723,1	2,046
3	3008	6,642
4	2760	6,642
Líq. Saturado	-	2,046
Vapor Saturado	-	6,663
Calor latente	-	4,616

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 3: Valores de entalpia e entropia para os pontos do caso com pressão igual a 3000kPa

Caso 2: $P_3 = 3000\text{kPa}$

Pontos	Entalpia (h_n) kJ/kg	Entropia (s_n) kJ/kg . K
1	721,2	2,046
2	723,7	2,046
3	2993	6,537
4	2713	6,537
Líq. Saturado	-	2,046
Vapor Saturado	-	6,663
Calor latente	-	4,616

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 4: Valores de entalpia e entropia para os pontos do caso com pressão igual a 3500kPa

Caso 3: $P_3 = 3500\text{kPa}$

Pontos	Entalpia (h_n) kJ/kg	Entropia (s_n) kJ/kg . K
1	721,2	2,046
2	724,2	2,046
3	2976	6,444
4	2672	6,444
Líq. Saturado	-	2,046
Vapor Saturado	-	6,663
Calor latente	-	4,616

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 5: Valores de entalpia e entropia para os pontos do caso com pressão igual a 4000kPa

Caso 4: $P_3 = 4000\text{kPa}$

Pontos	Entalpia (h_n) kJ/kg	Entropia (s_n) kJ/kg . K
1	721,2	2,046
2	724,8	2,046
3	2960	6,360
4	2635	6,360
Líq. Saturado	-	2,046
Vapor Saturado	-	6,663
Calor latente	-	4,616

Fonte: Elaborado pelo autor

Por fim, consegue-se determinar o título na saída da turbina (x_4) pela seguinte equação da literatura (CENGEL; MICHAEL, 2007)

$$x_4 = \frac{s_4 - s_{\text{liq.saturado}}}{s_{lv}} \quad (18)$$

Para os diferentes valores de pressão de admissão temos diferentes valores de título, assim pode-se avaliar essa variação graficamente. Esse gráfico pode ser observado pela figura 6.

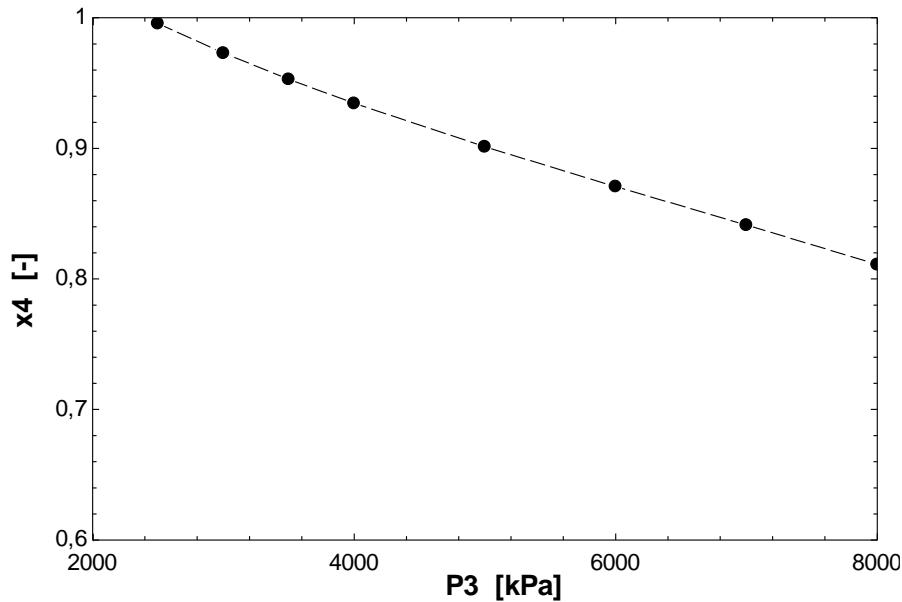


Figura 6: Valores de título para diferentes pressões de entrada na turbina.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Inicialmente, corre-se o risco de escolher erroneamente o valor de pressão que dará o maior título – preferencialmente na região de vapor superaquecido $x_4 > 1$ – porém, um valor maior de pressão influenciará também na eficiência total da turbina como será possível observar mais adiante. A princípio, arbitra-se a escolha da pressão para seguir com o procedimento de projeto para a turbina.

3.2. Parâmetros de entrada

Para o projeto da turbina propriamente dito, precisa-se de alguns dados de entrada, valores assumidos e cálculos termodinâmicos. Dessa forma, a figura 7 proporciona uma visão global do procedimento necessário para o projeto, de modo que cada etapa de cálculo é demarcada com um retângulo. As setas cheias indicam a próxima etapa de cálculo na qual os resultados da anterior são utilizados, as setas tracejadas indicam um procedimento iterativo, onde um valor inicial é assumido para calcular alguns parâmetros e posteriormente o valor inicial é recalculado com base nos resultados obtidos. Por exemplo, para o cálculo das perdas da turbina é necessário assumir um valor para a vazão mássica de vapor através da turbina, assim, segue-se com o cálculo das perdas e das eficiências e posteriormente o valor corrigido da vazão mássica é calculado usando os valores das eficiências.

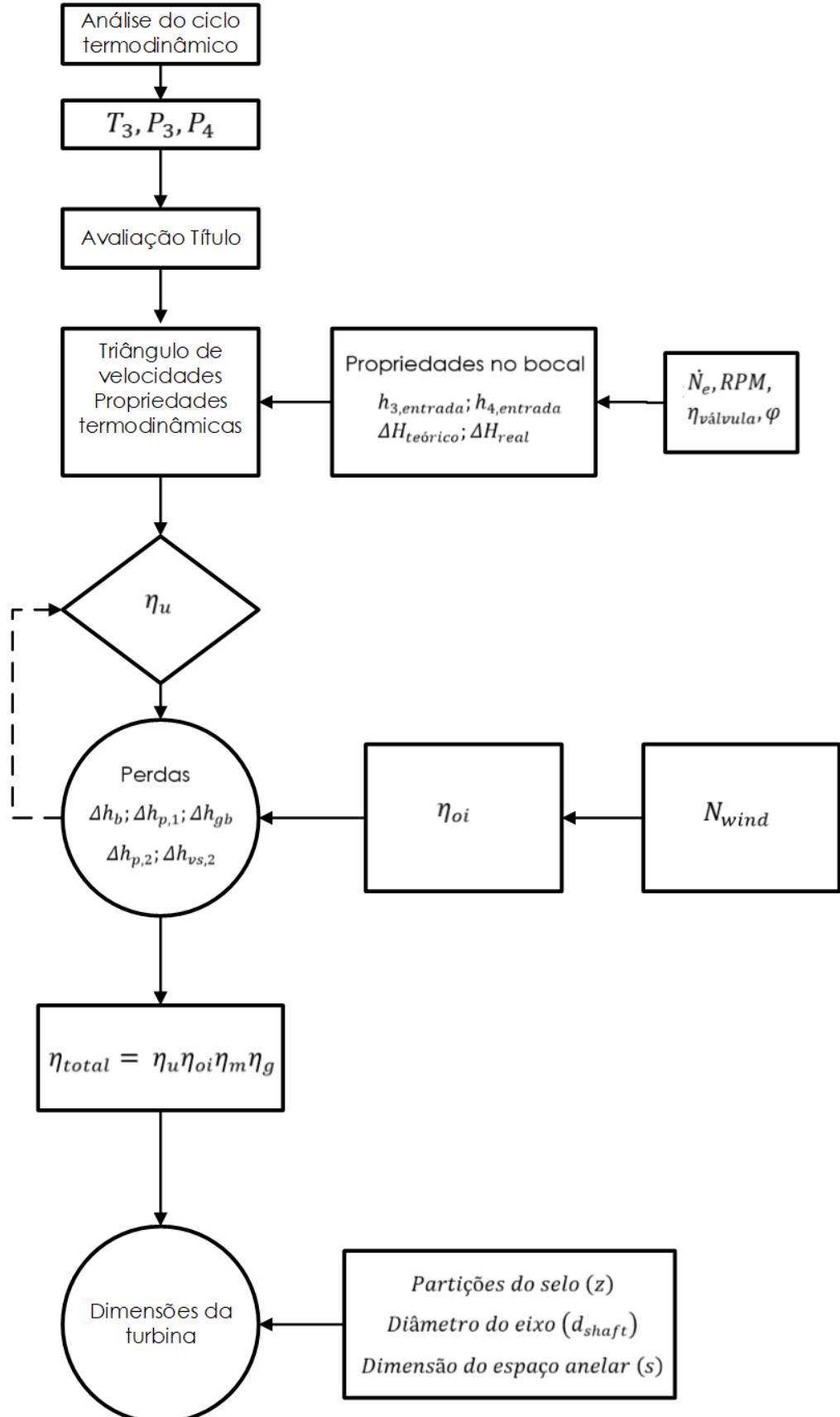


Figura 7: Procedimento global de cálculo do projeto

Fonte: Elaborado pelo autor.

Dessa forma, com os valores de pressão e temperatura pode-se iniciar o projeto da turbina. Inicialmente, estabelece-se um valor para a perda de pressão devido às válvulas reguladoras, admite-se uma perda de magnitude 3% da pressão de admissão. (SHLYAKHIN, 1962).

Têm-se então uma nova pressão de entrada:

$$P_{3,entrada} = P_3 * \eta \quad (19)$$

Sendo η a eficiência das válvulas reguladoras antes do bocal, neste caso admitida em 97%. Essa nova pressão de entrada também modifica as propriedades termodinâmicas do fluido que se encontra na nova pressão $P_{3,entrada}$. Assim, encontra-se esses novos valores com os dados de temperatura de entrada e da nova pressão. Esses valores são então usados para o cálculo da queda de entalpia real e teórica, sendo a real calculada com os novos valores de entalpia pela pressão $P_{3,entrada}$ e a teórica com os antigos.

$$\Delta H_{teórico} = h_3 - h_4 \quad (20)$$

$$\Delta H_{real} = h_{3,entrada} - h_{4,entrada} \quad (21)$$

Sequencialmente, calcula-se a velocidade absoluta real na saída do bocal. Trata-se de uma velocidade real, pois na saída do bocal existem perdas que corroboram para a queda da magnitude dessa velocidade, devido principalmente ao efeito do atrito e do estrangulamento nas válvulas (STANISLAVOVICH; SOUZA; SILVA, 2013). Dessa forma, temos:

$$c_{1,teórico} = 2 * \sqrt{\Delta H_{teórico}} \quad (22)$$

$$c_{1,real} = c_{1,teórico} * \varphi \quad (23)$$

Admite-se uma perda de velocidade de 5%, ou seja $\varphi = 95\%$.

3.3. Cálculo do triângulo de velocidades

Com o valor da velocidade absoluta real pode-se iniciar com o cálculo do triângulo de velocidades para a primeira fileira de palhetas móveis. Primeiramente, deve-se adotar um valor para o ângulo de saída do fluxo dos bocais α_1 . Essa determinação é baseada na geometria do canal do bocal com base no perfil escolhido para a palheta, ou seja essa escolha

é determinada primeiramente pelo responsável da construção estrutural da turbina. Apesar disso, pode-se escolher um ângulo de 11 a 18° (STANISLAVOVICH; SOUZA; SILVA, 2013).

Após a escolha do ângulo de saída do fluxo dos bocais deve-se estabelecer um valor inicial para o termo u/c_1 . Este termo será chamado de coeficiente característico e será de extrema importância no cálculo iterativo necessário para o projeto de otimização da turbina. O termo c_1 , como já foi visto, trata-se da velocidade absoluta real na saída do bocal que, consequentemente, é também a velocidade de entrada nas palhetas móveis. Entretanto, as palhetas móveis giram com o rotor fazendo com que uma análise dinâmica seja muito mais eficaz, assim é fisicamente mais coerente utilizar ângulos e velocidades relativas. Por esse motivo, faz-se uso de relações trigonométricas para o cálculo de todos os componentes de velocidade da turbina. Já o termo u refere-se à velocidade radial ou circunferencial do disco no seu diâmetro médio, essa mesma velocidade é considerada constante para todas as fileiras do estágio.

Ver-se-á adiante que o termo u/c_1 possui uma relação direta com as eficiências da turbina. Assim, estabelece-se um valor inicial para o termo, realiza-se os cálculos dos componentes de velocidade no estágio e fileiras e então procede-se com um cálculo de otimização do termo para verificar qual valor fornecerá as maiores eficiências para a turbina. A figura 8 demonstra como é realizado o procedimento de otimização do termo u/c_1 .

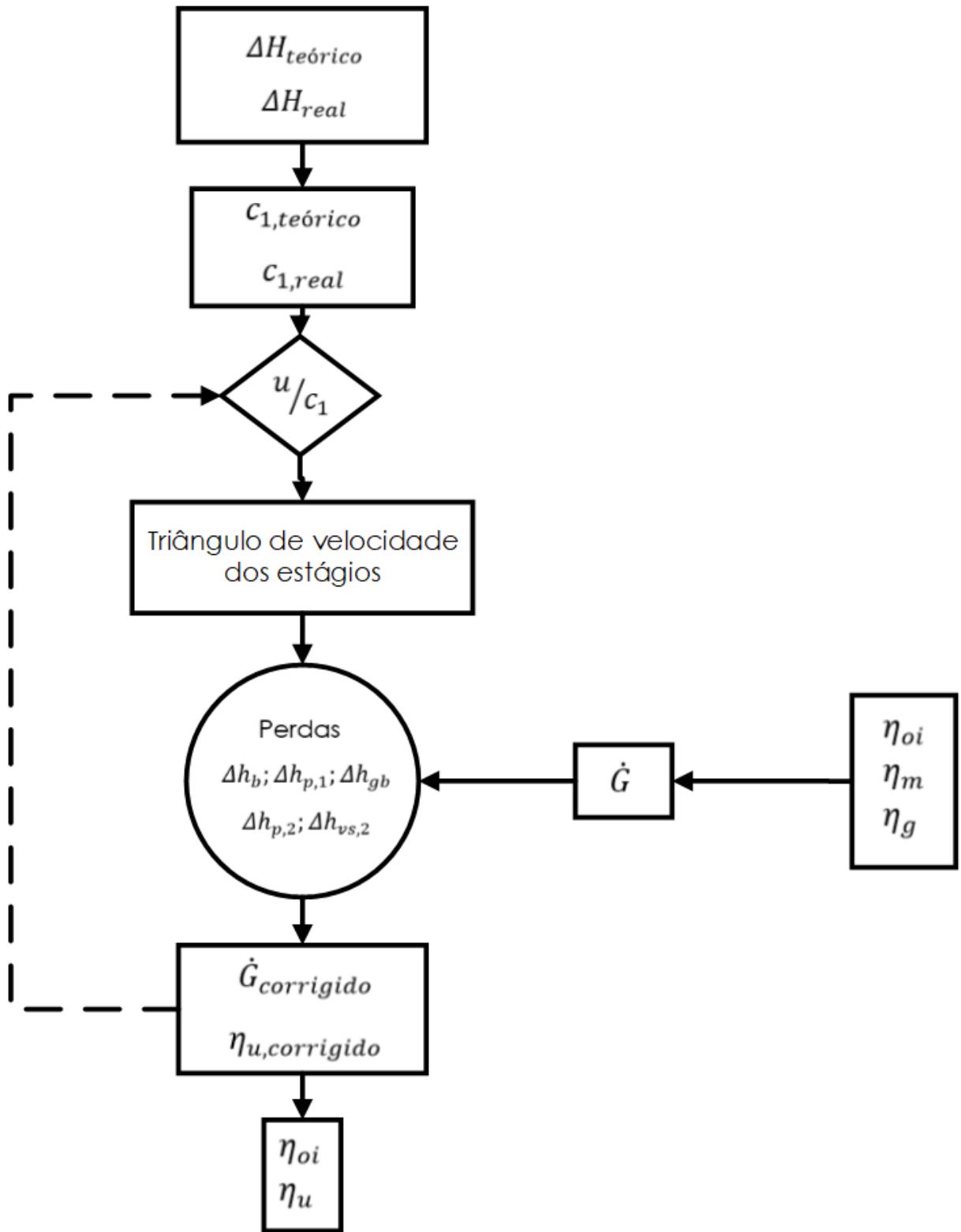


Figura 8: Procedimento de otimização pelo coeficiente característico da turbina.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Outro termo também utilizado nos cálculos das perdas e eficiências é o diâmetro médio do disco, referenciado como “ d ”. Para determinar seu valor utiliza-se uma simples relação:

$$d = \frac{u}{\pi * n} \quad (24)$$

Neste caso, precisa-se utilizar o valor de “ n ” em revoluções por segundo para obter-se um diâmetro “ d ” em metros.

3.3.1. Componentes de velocidades das palhetas

Após essa definição inicial de variáveis, dá-se início ao cálculo das componentes de velocidade do triângulo de velocidade das duas fileiras de palhetas.

Ao utilizar o teorema dos cossenos no triângulo de velocidade, obtém-se o valor da velocidade relativa do fluxo na entrada das palhetas móveis:

$$W_{1,I} = \sqrt{c_{1,I}^2 + u^2 - 2 * c_{1,I} * u * \cos(\alpha_{1,I})} \quad (25)$$

Deve-se determinar também o valor dos ângulos da velocidade relativa em relação a horizontal ($\beta_{1,I}$) e o ângulo da velocidade relativa na saída das palhetas móveis ($\beta_{2,I}$). Para isso, faz-se uso das relações:

$$\beta_{1,I} = \arcsin \left[\frac{c_{1,I}}{W_{1,I}} x \sin \alpha_{1,I} \right] \quad (26)$$

$$\beta_{2,I} = \beta_{1,I} - 3^\circ \quad (27)$$

Deve-se lembrar de que a escolha do ângulo ($\beta_{2,I}$) influencia na abertura da seção de fluxo da turbina, seu valor ideal só poderá ser escolhido de acordo com a geometria dos canais formados pelas palhetas móveis (STANISLAVOVICH; SOUZA; SILVA, 2013).

A seguir, deve-se escolher o coeficiente de velocidade das palhetas móveis (ψ_1). Um intervalo ideal para as turbinas modernas está em $\psi_1 = [0,95; 0,97]$.

Por fim, calcula-se a velocidade relativa na saída das palhetas móveis da primeira fileira:

$$W_{2,I} = W_{1,I} * \psi_1 \quad (28)$$

Para a velocidade absoluta na saída das palhetas móveis da primeira fileira:

$$c_{2,I} = \sqrt{W_{2,I}^2 + u^2 - 2 * W_{2,I} * u * \cos \beta_{2,I}} \quad (29)$$

Finaliza-se o cálculo das componentes para a primeira fileira com o cálculo do ângulo da velocidade absoluta na saída das palhetas móveis (α_2). Primeiramente, deve-se avaliar se a projeção da velocidade relativa na saída das palhetas móveis (W_2) no eixo da velocidade radial ou circunferencial do disco (u) é igual “ $W_2 * \cos \beta_{2,I}$ ”, ou seja:

$$\text{se } \alpha_2 \leq 90^\circ$$

No caso presente, ao analisar o triângulo de velocidades pode-se perceber que $\alpha_2 \geq 90^\circ$, assim, é possível determinar seu valor pela seguinte relação (STANISLAVOVICH; SOUZA; SILVA, 2013).

$$\alpha_{2,I} = 180^\circ - \arccos \left[-\frac{W_{2,I} * \cos \beta_{2,I}}{c_{2,I}} + \frac{u}{c_{2,I}} \right] \quad (30)$$

Assim, finaliza-se o cálculo das componentes de velocidade da primeira fileira de palhetas. Para o início da segunda fileira de palhetas e pelas palhetas guias, precisa-se estabelecer o ângulo de inclinação das palhetas guias ($\alpha_{1,II}$) assim como seu coeficiente de velocidade. Esse ângulo pode ser determinado pela relação:

$$\alpha_{1,II} = \alpha_{2,I} - (3 a 5^\circ) \quad (31)$$

Para o coeficiente de velocidade, analogamente a primeira fileira, têm-se:

$$\psi_{gb} = [0,95; 0,97] \quad (32)$$

O restante das componentes de velocidade possuem determinação análoga à das componentes da primeira fileira, ou seja:

Velocidade absoluta na entrada da segunda fileira ou saída das palhetas guias.

$$c_{1,II} = \psi_{gb} * c_{2,I} \quad (33)$$

Velocidade relativa na entrada da segunda fileira ou saída das palhetas guias.

$$W_{1,II} = \sqrt{c_{1,II}^2 + u^2 - 2 * c_{1,II} * u * \cos \alpha_{1,II}} \quad (34)$$

Ângulo da velocidade relativa na entrada da segunda fileira ou saída das palhetas guias.

$$\beta_{1,II} = \arcsin \left[\frac{c_{1,II}}{W_{1,II}} * \sin \alpha_{1,II} \right] \quad (35)$$

Ângulo da velocidade relativa na saída da segunda fileira.

$$\beta_{2,II} = \beta_{1,II} - 3^\circ \quad (36)$$

Coeficiente de velocidade nas palhetas móveis da segunda fileira.

$$\psi_2 = 0,82 \quad (37)$$

Velocidade relativa na saída da segunda fileira.

$$W_{2,II} = W_{1,II} * \psi_2 \quad (38)$$

Velocidade absoluta na saída da segunda fileira.

$$c_{2,II} = \sqrt{W_{2,II}^2 + u^2 - 2 * W_{2,II} * u * \cos \beta_{2,II}} \quad (39)$$

Ângulo da velocidade absoluta na saída da segunda fileira.

$$\alpha_{2,II} = 180^\circ - \arccos \left[- \frac{W_{2,II}}{c_{2,II}} * \cos \beta_{2,II} + \frac{u}{c_{2,II}} \right] \quad (40)$$

3.3.2. Componentes radiais dos vetores velocidade

O próximo procedimento de cálculo é a determinação das componentes radiais dos vetores velocidades absolutas para, posteriormente, calcular a eficiência relativa das palhetas (η_u). As componentes relevantes para o projeto são as componentes circunferenciais da velocidade absoluta na entrada e saída da primeira e segunda fileira de palhetas móveis. Seu método de cálculo deriva diretamente das relações trigonométricas do triângulo de velocidades. Dessa forma, temos:

Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada da primeira fileira de palhetas:

$$c_{1,I,u} = c_{1,I} * \cos \alpha_{1,I} \quad (41)$$

Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída da primeira fileira de palhetas:

$$c_{2,I,u} = c_{2,II} * \cos \alpha_{2,I} \quad (42)$$

Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada da segunda fileira de palhetas:

$$c_{1,II,u} = c_{1,II} * \cos \alpha_{1,II} \quad (43)$$

Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída da segunda fileira de palhetas:

$$c_{2,II,u} = c_{2,II} * \cos \alpha_{2,II} \quad (44)$$

Com os valores das componentes circunferenciais, pode-se definir o termo:

$$A = [(c_{1,I,u} + c_{2,I,u}) + (c_{1,II,u} + c_{2,II,u})] * 2 * u \quad (45)$$

Por fim, pode-se definir a eficiência relativa das palhetas como:

$$\eta_u = \frac{A}{c_{1teorico}^2} \quad (46)$$

É importante ressaltar a dependência dessa eficiência com o termo u/c_1 , o coeficiente característico. Decompondo-se os termos de A, ou seja, as componentes da velocidade assim como as velocidades absolutas, percebe-se uma relação muito forte com a velocidade radial ou circunferencial “u”. Assim, ao assumir um valor inicial para coeficiente característico corre-se o risco de não escolher o valor mais econômico para o projeto. Dessa forma, deve-se realizar um cálculo iterativo variando-se o termo u/c_1 para encontrar qual o seu valor que gerará a maior eficiência. Vale ressaltar também que, para cada valor dado para o coeficiente característico, têm-se um novo triângulo de velocidades e novos valores das componentes. Os resultados para as componentes do triângulo de velocidades, assim como eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico podem ser vistos nas tabelas 6, 7, 8 e 9.

Tabela 6: Valores calculados das componentes de velocidade e eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 1 com pressão de entrada 2500kPa

u/c_1	[·]	0,05	0,1056	0,1333	0,1611	0,1889	0,2167	0,2444	0,2722	0,3
u	m/s	37,31	78,77	99,5	120,2	141	161,7	182,4	203,2	223,9
$c_{1,I}$	m/s	746,3	746,3	746,3	746,3	746,3	746,3	746,3	746,3	746,3
d	m	0,2375	0,5015	0,6335	0,7654	0,8974	1,029	1,161	1,293	1,425
$W_{1,I}$	m/s	710,9	671,8	652,4	633	613,8	594,6	575,6	556,6	537,8
$W_{2,I}$	m/s	675,3	638,2	619,8	601,4	583,1	564,9	546,8	528,8	510,9
$c_{2,I}$	m/s	639,5	563,4	525,8	488,7	452,2	416,4	381,5	347,8	315,7
$c_{1,II}$	m/s	607,6	535,2	499,5	464,3	429,6	395,6	362,4	330,4	299,9
$c_{2,II}$	m/s	432,1	302,5	241,4	185,8	142,7	125,5	143,8	187,5	243,3
$W_{1,II}$	m/s	571,4	460,2	406,1	353,5	303,4	257,1	217,1	187,5	173,6
$W_{2,II}$	m/s	468,6	377,4	333	289,9	248,8	210,8	178	153,7	142,4
$c_{1,II,u}$	m/s	589,9	513,4	475,1	436,8	398,5	360,3	322	283,7	245,5
$c_{2,II,u}$	m/s	421,4	283,6	214,7	145,8	76,84	7,926	-60,99	-129,9	-198,8
$c_{1,I,u}$	m/s	709,8	709,8	709,8	709,8	709,8	709,8	709,8	709,8	709,8
$c_{2,I,u}$	m/s	612,1	531,3	490,9	450,5	410,1	369,7	329,3	288,9	248,5
η_u	[·]	0,2942	0,5425	0,6356	0,708	0,7598	0,7909	0,8013	0,7911	0,7602
$c_{1,teórico}$	m/s	769,4	769,4	769,4	769,4	769,4	769,4	769,4	769,4	769,4
A	m^2/s^2	174122	321087	376212	419099	449748	468160	474333	468269	449966

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 7: Valores calculados das componentes de velocidade e eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 2 com pressão de entrada 3000kPa

u/c_1	[·]	0,05	0,1056	0,1333	0,1611	0,1889	0,2167	0,2444	0,2722	0,3
u	m/s	40,14	84,74	107	129,3	151,6	173,9	196,2	218,5	240,8
$c_{1,I}$	m/s	802,8	802,8	802,8	802,8	802,8	802,8	802,8	802,8	802,8
d	m	0,2555	0,5395	0,6815	0,8234	0,9654	1,107	1,249	1,391	1,533
$W_{1,I}$	m/s	764,7	722,7	701,8	681	660,3	639,6	619,2	598,8	578,6
$W_{2,I}$	m/s	726,5	686,6	666,7	646,9	627,2	607,7	588,2	568,8	549,6
$c_{2,I}$	m/s	688	606,1	565,7	525,8	486,5	447,9	410,4	374,1	339,6
$c_{1,II}$	m/s	653,6	575,8	537,4	499,5	462,1	425,5	389,9	355,4	322,6
$c_{2,II}$	m/s	464,8	325,4	259,6	199,9	153,5	135	154,7	201,7	261,7
$W_{1,II}$	m/s	614,7	495,1	436,8	380,3	326,4	276,6	233,6	201,7	186,8
$W_{2,II}$	m/s	504	406	358,2	311,9	267,6	226,8	191,5	165,4	153,2
$c_{1,II,u}$	m/s	634,6	552,3	511,1	469,9	428,7	387,6	346,4	305,2	264
$c_{2,II,u}$	m/s	453,4	305,1	230,9	156,8	82,66	8,526	-65,61	-139,8	-213,9
$c_{1,I,u}$	m/s	763,5	763,5	763,5	763,5	763,5	763,5	763,5	763,5	763,5
$c_{2,I,u}$	m/s	658,5	571,6	528,1	484,6	441,2	397,7	354,3	310,8	267,4
η_u	[·]	0,2942	0,5425	0,6356	0,708	0,7598	0,7909	0,8013	0,7911	0,7602
A	m^2/s^2	201502	371576	435370	485001	520470	541776	548920	541902	520722
$c_{1,teórico}$	m/s	827,6	827,6	827,6	827,6	827,6	827,6	827,6	827,6	827,6

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 8: Valores calculados das componentes de velocidade e eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 4 com pressão de entrada 4000kPa

u/c_1	[·]	0,05	0,1056	0,1333	0,1611	0,1889	0,2167	0,2444	0,2722	0,3
u	m/s	44,52	93,99	118,7	143,5	168,2	192,9	217,7	242,4	267,1
$c_{1,I}$	m/s	890,4	890,4	890,4	890,4	890,4	890,4	890,4	890,4	890,4
d	m	0,2834	0,5983	0,7558	0,9132	1,071	1,228	1,386	1,543	1,701
$W_{1,I}$	m/s	848,2	801,5	778,3	755,3	732,3	709,4	686,7	664,1	641,7
$W_{2,I}$	m/s	805,8	761,5	739,4	717,5	695,7	674	652,4	630,9	609,6
$c_{1,I}$	m/s	763	672,2	627,4	583,1	539,5	496,8	455,2	414,9	376,6
$c_{1,II}$	m/s	724,9	638,6	596	554	512,5	471,9	432,4	394,2	357,8
$c_{2,II}$	m/s	515,5	360,9	288	221,7	170,3	149,7	171,5	223,7	290,2
$W_{1,II}$	m/s	681,7	549,1	484,5	421,8	362	306,8	259	223,7	207,2
$W_{2,II}$	m/s	559	450,2	397,3	345,9	296,8	251,5	212,4	183,4	169,9
$c_{1,II,u}$	m/s	703,8	612,5	566,8	521,2	475,5	429,8	384,2	338,5	292,9
$c_{2,II,u}$	m/s	502,8	338,4	256,1	173,9	91,68	9,456	-72,77	-155	-237,2
$c_{1,I,u}$	m/s	846,8	846,8	846,8	846,8	846,8	846,8	846,8	846,8	846,8
$c_{2,I,u}$	m/s	730,3	633,9	585,7	537,5	489,3	441,1	392,9	344,7	296,5
η_u	[·]	0,2942	0,5425	0,6356	0,708	0,7598	0,7909	0,8013	0,7911	0,7602
$c_{1,teórico}$	m/s	917,9	917,9	917,9	917,9	917,9	917,9	917,9	917,9	917,9
A	m^2/s^2	247861	457065	535535	596585	640214	666422	675210	666577	640524

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 9: Valores calculados das componentes de velocidade e eficiência relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 3 com pressão de entrada 3500kPa

u/c_1	[·]	0,05	0,1056	0,1333	0,1611	0,1889	0,2167	0,2444	0,2722	0,3
u	m/s	42,49	89,7	113,3	136,9	160,5	184,1	207,7	231,3	254,9
$c_{1,I}$	m/s	849,8	849,8	849,8	849,8	849,8	849,8	849,8	849,8	849,8
d	m	0,2705	0,571	0,7213	0,8716	1,022	1,172	1,322	1,473	1,623
$W_{1,I}$	m/s	809,5	765	742,9	720,8	698,9	677,1	655,4	633,8	612,4
$W_{2,I}$	m/s	769	726,7	705,7	684,8	663,9	643,2	622,6	602,1	581,8
$c_{2,I}$	m/s	728,2	641,5	598,8	556,5	514,9	474,1	434,4	396	359,4
$c_{1,II}$	m/s	691,8	609,4	568,8	528,7	489,2	450,4	412,7	376,2	341,5
$c_{2,II}$	m/s	492	344,5	274,8	211,6	162,5	142,9	163,7	213,5	277
$W_{1,II}$	m/s	650,7	524	462,4	402,6	345,5	292,8	247,2	213,5	197,7
$W_{2,II}$	m/s	533,5	429,7	379,2	330,1	283,3	240,1	202,7	175,1	162,1
$c_{1,II,u}$	m/s	671,7	584,6	541	497,4	453,8	410,2	366,7	323,1	279,5
$c_{2,II,u}$	m/s	479,9	322,9	244,5	166	87,5	9,025	-69,45	-147,9	-226,4
$c_{1,I,u}$	m/s	808,2	808,2	808,2	808,2	808,2	808,2	808,2	808,2	808,2
$c_{2,I,u}$	m/s	697	605	559	513	467	421	375	329	283
η_u	[·]	0,2942	0,5425	0,6356	0,708	0,7598	0,7909	0,8013	0,7911	0,7602
$c_{1,teórico}$	m/s	876,1	876,1	876,1	876,1	876,1	876,1	876,1	876,1	876,1
A	m^2/s^2	225769	416326	487802	543411	583151	607024	615028	607165	583434

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4. Cálculo das perdas

Para o projeto da turbina deve-se levar em consideração as diversas perdas presentes nas etapas de passagem do vapor. A magnitude dessas perdas influenciam em algumas eficiências sendo parte crítica para o design e projeto da turbina.

Uma análise mais conceitual dos tipos de perda é feito em uma seção anterior. Dessa forma, segue-se com o cálculo dos diferentes tipos de perdas que foram determinados no projeto:

3.4.1. Perdas no bocal

$$\Delta h_b = \frac{c_{1\text{teorico}}^2 - c_{1,I}^2}{2} \quad (47)$$

3.4.2. Perdas nas palhetas móveis da primeira fileira:

$$\Delta h_{p,1} = \frac{w_{1,I}^2 - w_{2,I}^2}{2} \quad (48)$$

3.4.3. Perdas nas palhetas guias:

$$\Delta h_{gb} = \frac{c_{2,I}^2 - c_{1,II}^2}{2} \quad (49)$$

3.4.4. Perdas nas palhetas móveis da segunda fileira:

$$\Delta h_{p,2} = \frac{w_{1,II}^2 - w_{2,II}^2}{2} \quad (50)$$

3.4.5. Perdas devido à velocidade de saída nas palhetas da segunda fileira:

$$\Delta h_{vs,2} = \frac{c_{2,II}^2}{2} \quad (51)$$

Por fim, temos a perda devido ao atrito no disco e ventilação. Este tipo de perda possui uma relação muito forte com a eficiência interna do estágio, uma vez que o termo $\xi_{fr,w}$ (presente na relação da eficiência interna do estágio) dimensiona justamente esse tipo de

perda. Dessa forma, foram desenvolvidos algumas correlações empíricas para o cálculo da magnitude dessa perdas (STODOLA, 1945), (SHLYAKHIN, 1962).

Stodola, A. Fórmula

$$N_{wind}[kW] = \lambda[1,07 * d^2 + 0,61 * z * (1 - \varepsilon) * d * l] * \frac{u^3}{10^6} * \gamma \quad (52)$$

E, Forner's fórmula:

$$N_{wind}[kW] = \beta * 10^{-10} * d^4 * n^3 * l * \gamma \quad (53)$$

Sendo N_{wind} a perda de energia para superar o atrito e ventilação, λ o coeficiente tomado como unidade para ar e vapor muito superaquecido, 1,1 e 1,2 para vapor superaquecido comum, 1,3 para vapor saturado; d o diâmetro do disco medido na altura média das palhetas, em metros; z o número de estágios de velocidade no disco; ε o grau de admissão parcial do vapor; l a altura das palhetas, em cm; u a velocidade circunferencial no diâmetro médio em m/s; γ a massa específica do vapor na rotação do disco; n é a rotação da turbina em rpm e β um coeficiente igual a 1,76 para turbinas de uma fileira de palhetas, 2,06 para duas fileiras e 2,80 para três fileiras.

Neste presente projeto foi utilizada a fórmula de Forner. Assim, para mensurar em unidades de energia a magnitude desse tipo de perda, determina-se o termo $\xi_{fr,w}$: (SHLYAKHIN, 1962)

$$\xi_{fr,w} = \frac{102 * 2 * g * N_{wind}}{G * c_{teórico}^2} \quad (54)$$

4. RESULTADOS

4.1. Resultados gráficos das perdas

As perdas calculadas para as diferentes etapas de passagem de vapor pela turbina podem ser vistas na tabela 10. Ao avaliar graficamente, percebe-se que elas adquirem um padrão comparando-se os diferentes valores de pressão de entrada na turbina. Esse padrão pode ser observado nas figuras 9 e 10.

Tabela 10: Valores das perdas em J/kg nos quatro casos de estudo com os correspondentes valores ótimos de coeficiente característico.

P_3	u/c_1	Δh_b	Δh_{gb}	$\Delta h_{p,1}$	$\Delta h_{p,2}$	$\Delta h_{vs,2}$	$\xi_{fr,w}$
<u>kPa</u>	[-]	J/kg	J/kg	J/kg	J/kg	J/kg	[-]
2500	0,1938	14657	8119	15219	11936	7899	0,1213
3000	0,1859	16498	9565	17439	14718	10106	0,1331
3500	0,1798	17986	10796	19273	17191	12313	0,1414
4000	0,1748	19211	11861	20817	19409	14474	0,1469

Fonte: Elaborado pelo autor.

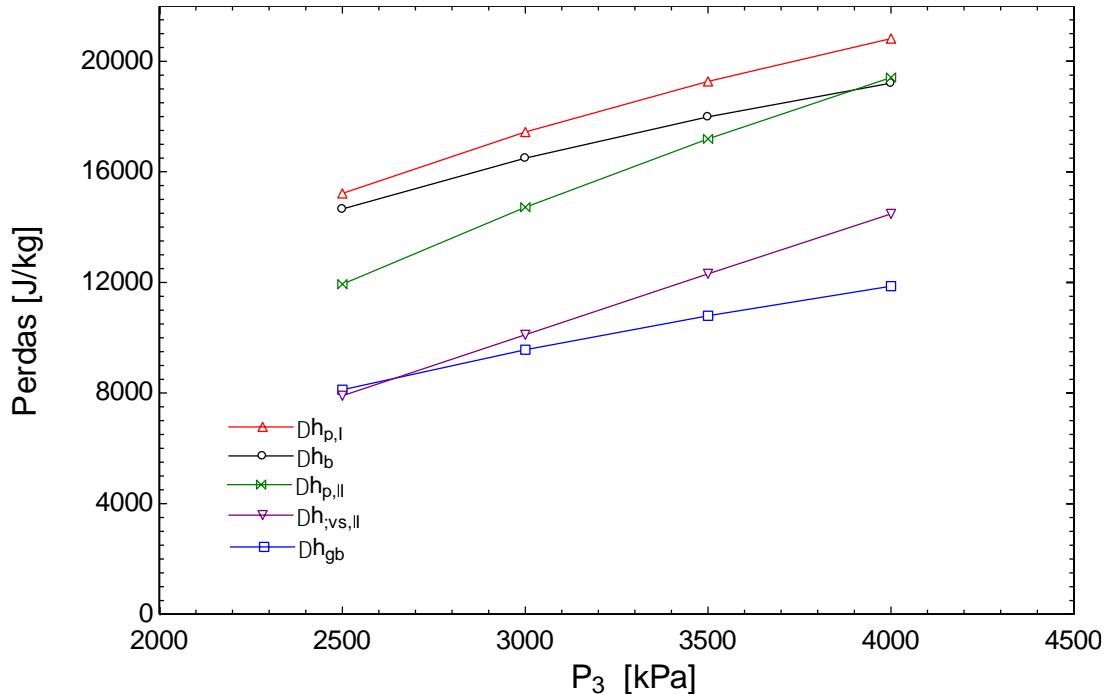


Figura 9: Variação das perdas em J/kg em função da pressão de entrada P_3 nos quatro casos analisados

Fonte: Elaborado pelo autor.

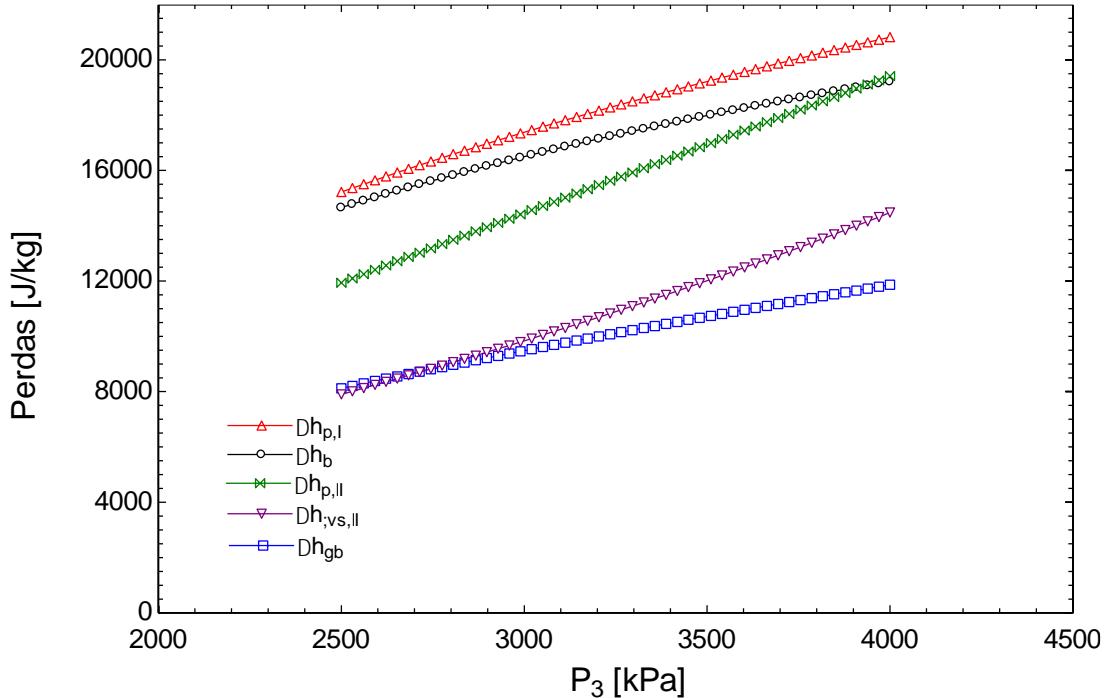


Figura 10: Padrão de variação das perdas em J/kg em função da pressão de entrada do sistema.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Nota-se que quanto maior a pressão de entrada na turbina maior será a perda em energia por kg de vapor associada. Isso pode ser demonstrado pelo próprio método de cálculo dessas perdas. Uma vez que o fator majoritário na dimensão dessa perda é a velocidade do vapor e suas componentes, um aumento na pressão do vapor na entrada provoca um aumento na velocidade do vapor e, consequentemente, nas suas componentes, dessa forma aumentando também as perdas associadas. O projeto estudado avalia apenas quatro casos de pressão e mesmo que a figura 9 sugira um padrão, foi realizado outra avaliação considerando 50 casos de pressão de entrada variando-se linearmente a pressão de 2500 kPa até 4000 kPa. Essa avaliação é mostrada na figura 10 onde percebe-se, de fato, o padrão de aumento de perda com o aumento da pressão. É importante ressaltar também que, com a mudança da pressão muda-se também o coeficiente característico ótimo para esse caso específico, dessa forma, para os quatro casos o coeficiente característico foi alterado para o valor ótimo do próprio caso. Analogamente, nos 50 casos de pressão o coeficiente característico foi variado linearmente entre o ótimo para o caso de 2500 kPa e o ótimo para o caso 4000 kPa.

4.2. Resultados gráficos das eficiências

Após a determinação das devidas perdas, pode-se avaliar as eficiências correspondentes. Assim, para cada valor do coeficiente característico u/c_1 , tem-se um determinado valor para $\xi_{fr,w}$ e, consequentemente, para a eficiência interna do estágio (η_{oi}). As figuras 12, 14, 16 e 18 mostram a relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico. Nesse gráfico, percebe-se que o ponto ótimo para a escolha do coeficiente característico, independentemente da pressão de entrada, encontra-se entre 0,1 e 0,2, entretanto, é preciso calcular a eficiência total para poder maximizar seu valor em função do coeficiente. Dessa forma, pode-se determinar o ponto mais econômico plotando-se a eficiência total que, neste caso, será a multiplicação das principais eficiências da turbina: interna do estágio, relativa das palhetas, mecânica e do gerador. Assim, obtém-se o coeficiente característico mais econômico do projeto para cada pressão, conforme figuras 11, 13, 15 e 17.

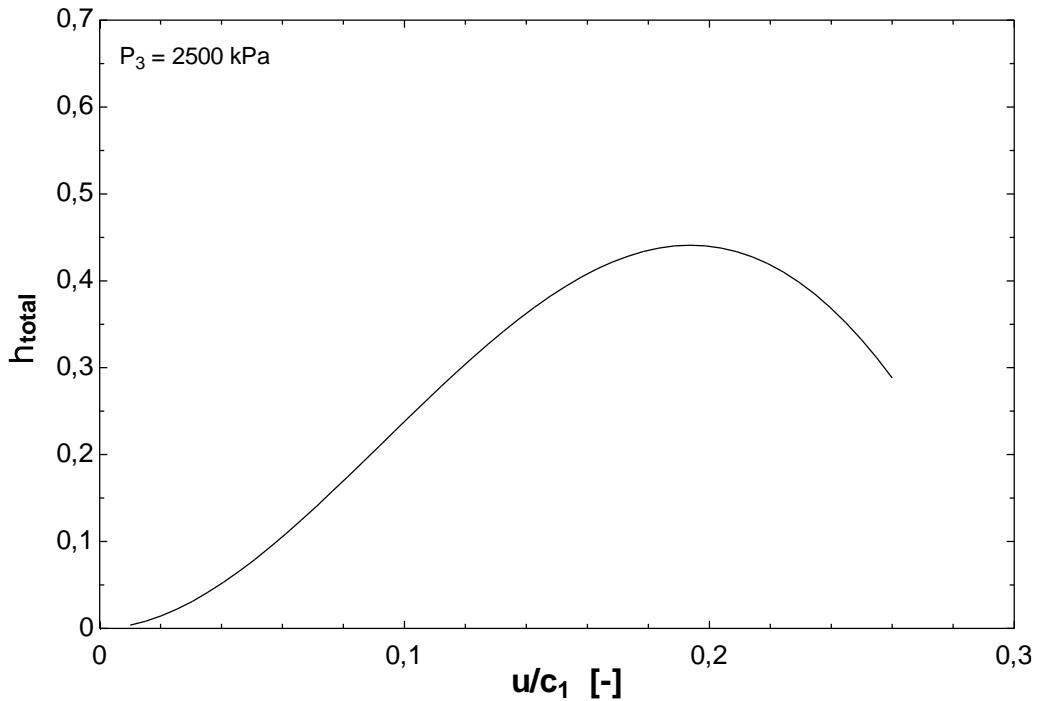


Figura 11: Eficiência total da turbina em função de valores de coeficiente característico para o caso 1 com pressão de entrada 2500kPa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

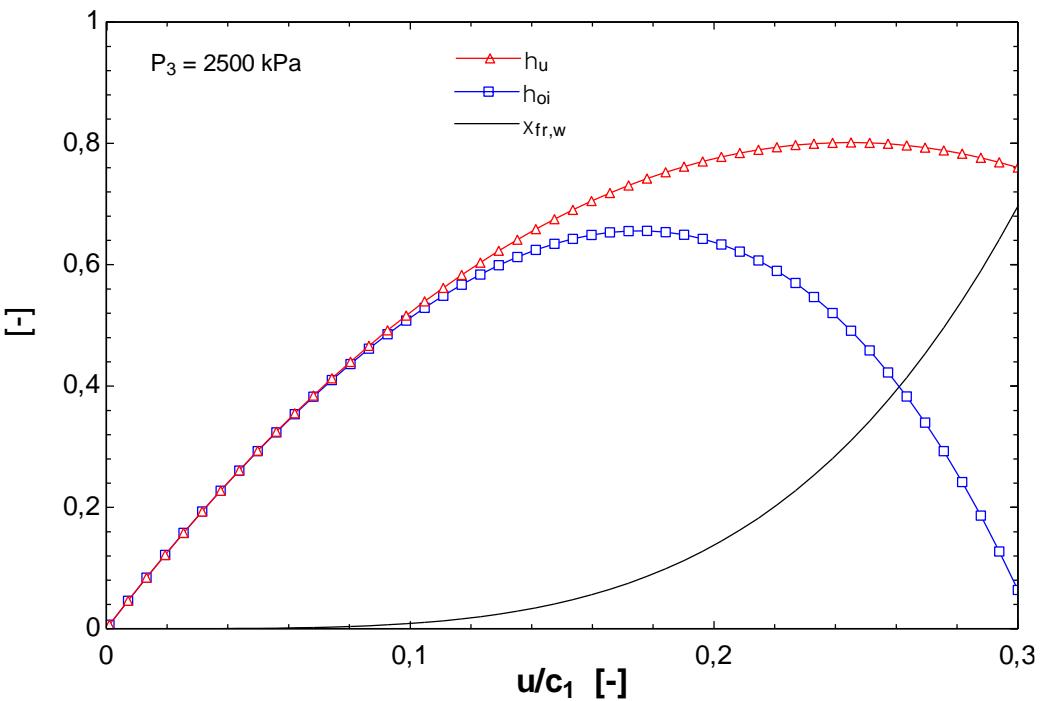


Figura 12: Relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 1 com pressão de entrada 2500kPa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

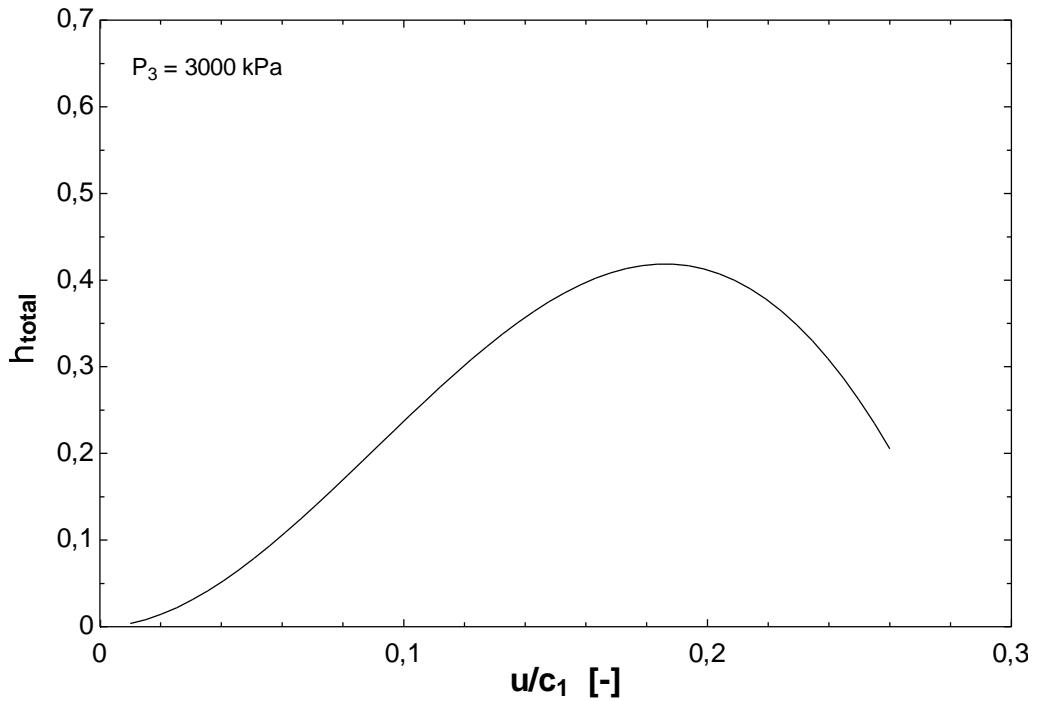


Figura 13: Eficiência total da turbina em função de valores de coeficiente característico para o caso 2 com pressão de entrada 3000kPa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

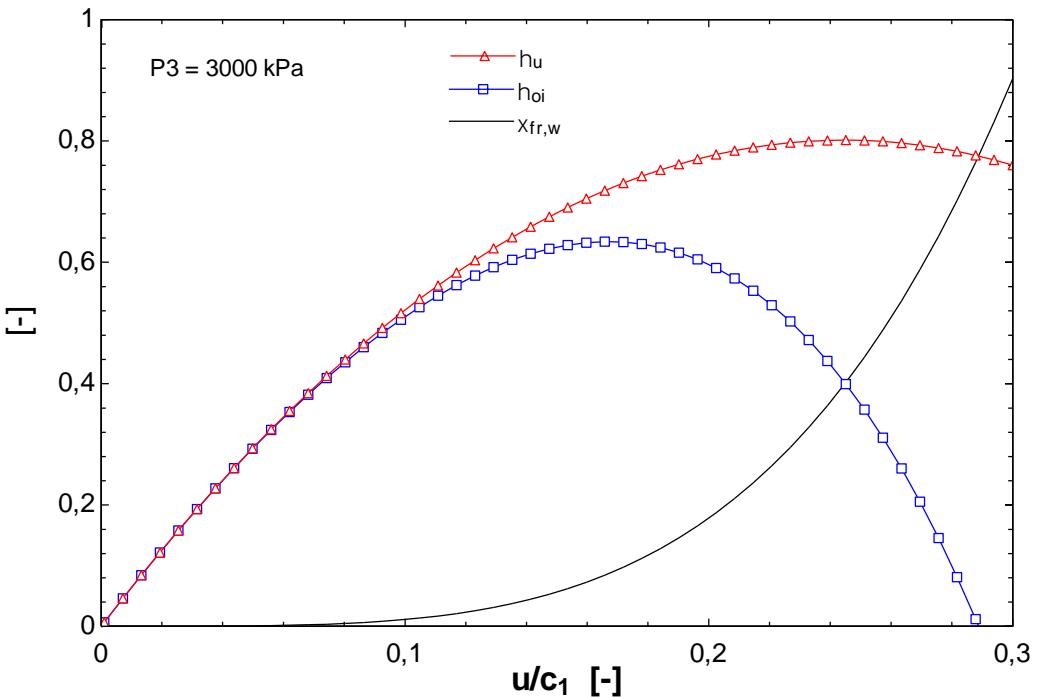


Figura 14: Relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 2 com pressão de entrada 3000kPa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

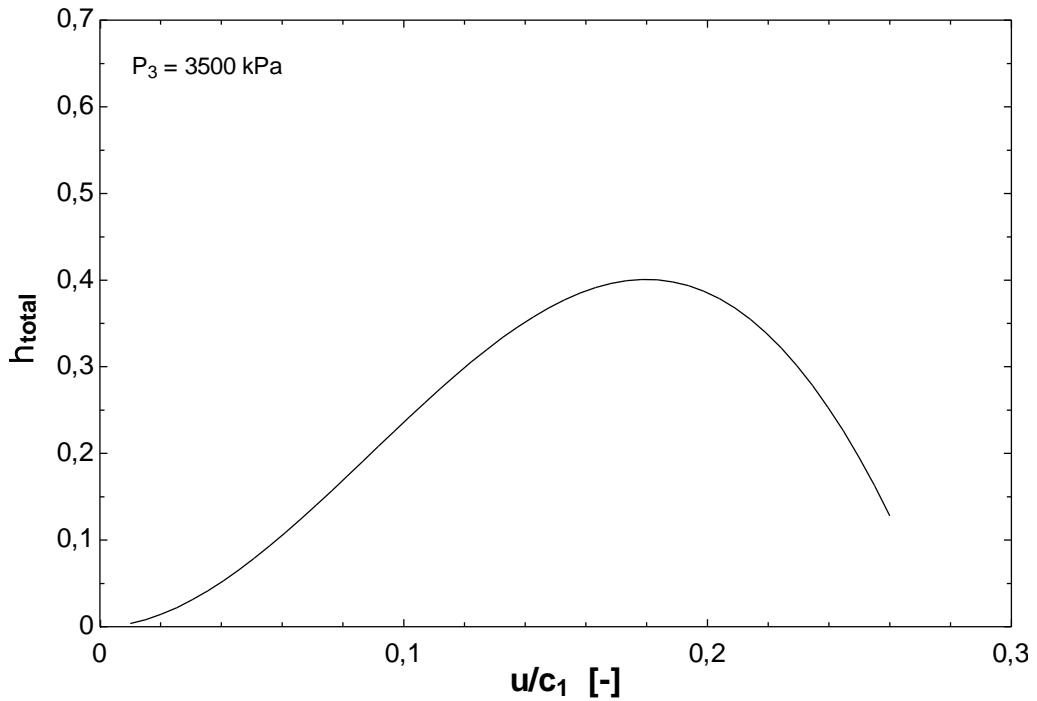


Figura 15: Eficiência total da turbina em função de valores de coeficiente característico para o caso 3 com pressão de entrada 3500kPa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

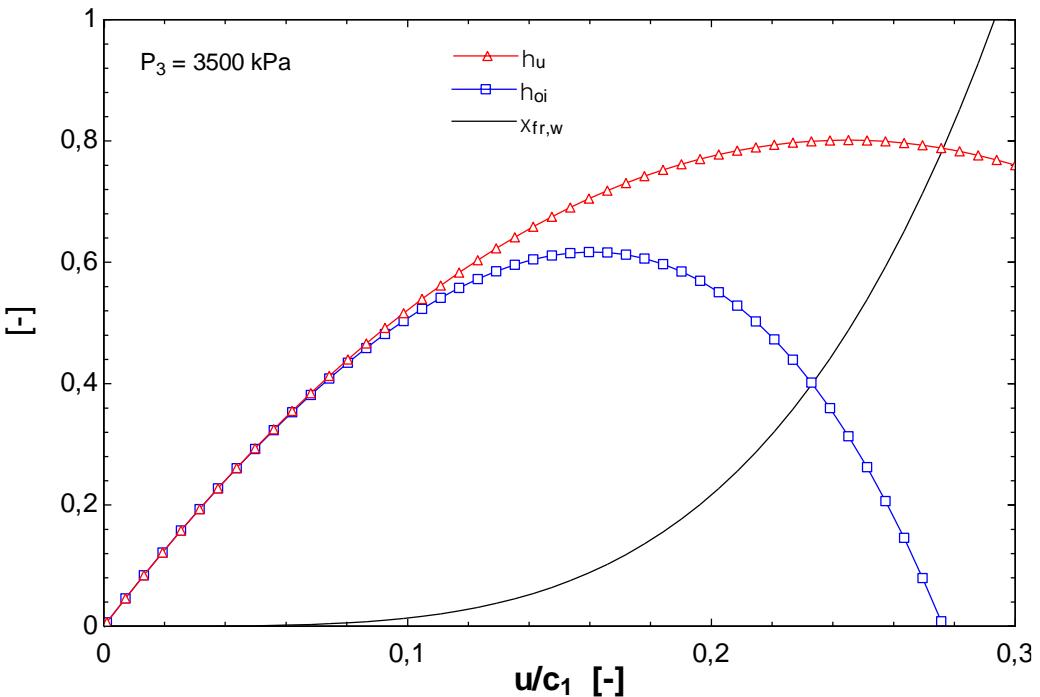


Figura 16: Relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 3 com pressão de entrada 3500kPa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

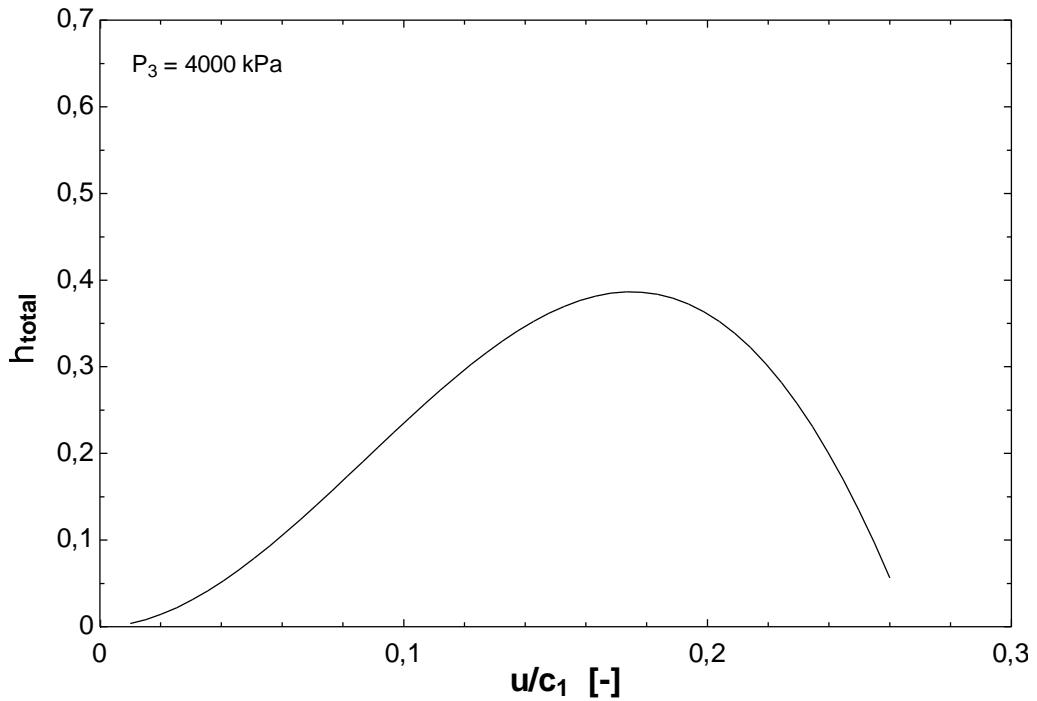


Figura 17: Eficiência total da turbina em função de valores de coeficiente característico para o caso 4 com pressão de entrada 4000kPa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

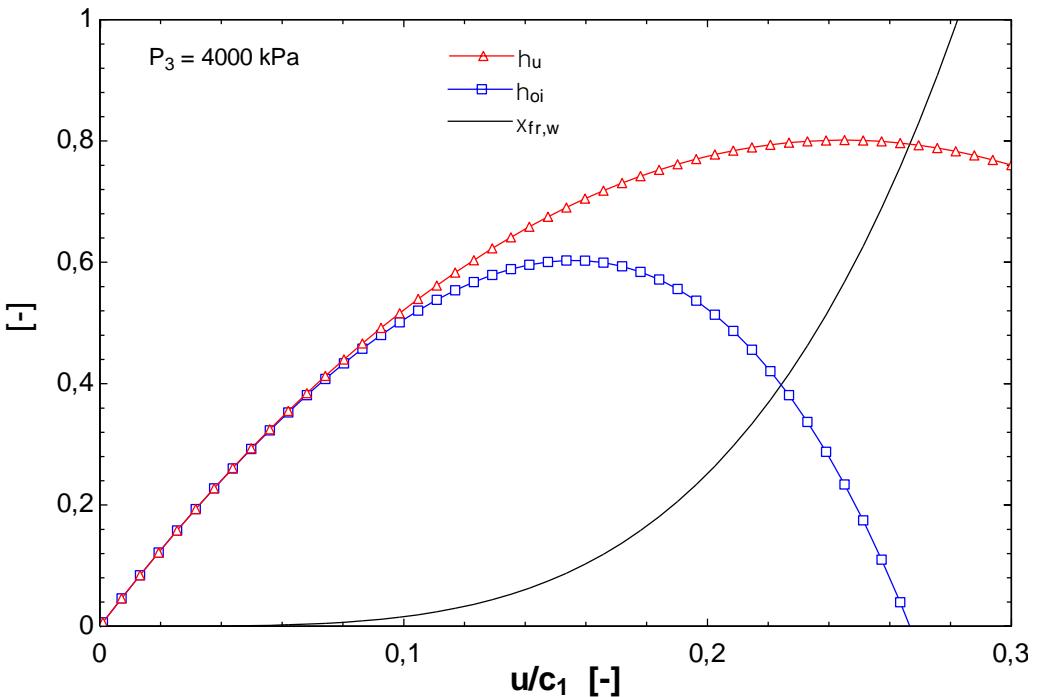


Figura 18: Relação entre a eficiência interna do estágio e a relativa das palhetas em função do coeficiente característico para o caso 4 com pressão de entrada 4000kPa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Apesar dos valores de pressão de entrada serem relativamente distantes entre si, o valor ótimo para o coeficiente característico não é muito variável para essa pressão. Isso pode ser devido ao método utilizado e aos valores experimentais tabelados para as demais eficiências, causando pouca variação na eficiência total e, consequentemente, no coeficiente característico. Para saber o exato valor desse ponto, o cálculo de maximização da eficiência é feito através do software Engineering Equation Solver (EES, 2017). O método utilizado foi o “Quadratic Aproximations” e os limites estabelecidos para determinar o valor foram de 0 e 0,3.

Por fim, a tabela 11 resume qual o valor ótimo para os diferentes casos de estudo.

Tabela 11: Resultado para os valores de coeficiente característico que maximizam a eficiência total da turbina para cada caso estudado.

Casos	u/c_1
$P_3 = 2500 \text{ kPa}$	0,1938
$P_3 = 3000 \text{ kPa}$	0,1859
$P_3 = 3500 \text{ kPa}$	0,1798
$P_3 = 4000 \text{ kPa}$	0,1748

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3. Valores corrigidos pelas perdas da turbina

É importante que o cálculo da eficiência relativa das palhetas (η_u) seja confirmado através do uso das perdas da turbina, uma vez que seu cálculo inicial foi baseado nas componentes de velocidade. Assim, uma verificação do valor obtido para η_u pode ser realizado através do uso das perdas calculadas anteriormente:

$$\eta_{u,corrigido} = \frac{\Delta h_{teórico} - \Delta h_b - \Delta h_{p,1} - \Delta h_{gb} - \Delta h_{p,2} - \Delta h_{vs,2}}{\Delta h_{teórico}} \quad (55)$$

O erro também pode ser avaliado de forma simples:

$$Erro_{\eta_u} = \frac{\eta_{u,corrigido} - \eta_u}{\eta_{u,corrigido}} \quad (56)$$

Os resultados das eficiências para os diferentes casos estudados podem ser vistos na tabela 12.

Tabela 12: Valores corrigidos e os respectivos erros da eficiência relativa das palhetas para cada caso estudado.

Casos	η_u	$\eta_{u,corrigido}$	$Erro_{\eta_u}$
$P_3 = 2500 \text{ kPa}$	0,751	0,752	0,133%
$P_3 = 3000 \text{ kPa}$	0,732	0,732	-
$P_3 = 3500 \text{ kPa}$	0,714	0,716	0,279%
$P_3 = 4000 \text{ kPa}$	0,698	0,699	0,133%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Outra variável importante para a determinação das dimensões das palhetas é a vazão mássica de vapor através da turbina. Essa vazão, pode ser calculada através das eficiências obtidas:

$$\dot{G} = \frac{\dot{N}_e}{\Delta h_{real} * \eta_{u,corrigido} * \eta_m * \eta_g} \quad (57)$$

4.4. Cálculo das medidas do bocal e das palhetas da turbina

Para o projeto da turbina é importante determinar algumas dimensões características dos bocais e palhetas dos estágios, mas para isso é necessário supor algumas das características construtivas da turbina, tais como número de partições do selo labiríntico frontal, diâmetro do eixo, dimensão do espaço anelar entre o eixo e as partições do labirinto. Escolheu-se as dimensões de acordo com o procedimento realizado na literatura (SHLYAKHIN, 1962), dessa forma, temos:

$$Partições do selo (z) = 40 \quad (58)$$

$$Diâmetro do eixo (d_{shaft}) = 80mm \quad (59)$$

$$Dimensão do espaço anelar (s) = 0,3mm \quad (60)$$

$$gravidade (g) = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (61)$$

Assim, dadas as suposições acima pode-se determinar a área anelar para o escoamento do vapor:

$$Área anelar (f_s) = \pi * d_{shaft} * s \quad (62)$$

E também a pressão no último compartimento (P_{cr}):

$$P_{cr} = \frac{0,85*P_4}{\sqrt{z+1,5}} \quad (63)$$

Sendo P_4 a pressão no ponto 4 em unidades de atmosfera (atm).

É importante também validar a escolha do bocal do projeto que, neste caso, será de um bocal convergente-divergente. Para essa validação o valor da razão da pressão de saída pela pressão de entrada real deve ser menor que a crítica (0,5); então:

$$\frac{P_4}{P_{3,entrada}} = 0,266 \quad (64)$$

Por ser menor que o valor crítico pode-se usar o bocal convergente-divergente. Para a determinação da área da seção do bocal precisa-se da quantidade de vapor de fuga através do selo labiríntico. Pode-se determinar essa quantidade através da seguinte relação: (SHLYAKHIN, 1962)

$$G_{leak} = 100 \times f_s \times \sqrt{\left(\frac{g}{z+1,5}\right)} \times \frac{P_4}{v_0} \quad (65)$$

O valor mínimo e máximo da área da seção do bocal pode ser determinada através das relações:

$$f_{min} = \frac{\dot{G} - G_{leak}}{203 \times \sqrt{\frac{P_{3,entrada}}{v_1}}} \quad (66)$$

$$f_{max} = \frac{(\dot{G} - G_{leak})v_0}{c_1} \quad (67)$$

Sendo v_0 o volume específico do vapor antes do bocal e v_1 o volume específico do vapor na saída do bocal.

Assume-se também o número de bocais colocados na circunferência do disco, de modo a realizar a admissão do vapor para as palhetas móveis. Para o presente projeto, esse número foi assumido em 20 bocais. Assim, a seção de cada bocal será:

$$f_{cada,bocal} = \frac{f_{min}}{20} \quad (68)$$

A altura de saída do bocal pode ser assumida também como $l = 12mm$ para determinar o grau de admissão parcial do vapor pelo bocal através da relação:

$$\varepsilon = \frac{f_{max}}{\pi * d_{shaft} * l * \sin \alpha_{1,I}} \quad (69)$$

Pode-se realizar também a determinação da altura da seção de entrada e saída do vapor nas palhetas móveis e nas palhetas guias.

Para as palhetas móveis da primeira fileira temos, para a seção de entrada, uma altura de:

$$l'_1 = l + 2mm \quad (70)$$

E para a seção de saída:

$$l_1 = \frac{\dot{G} * v_0}{\pi * \varepsilon * d_{shaft} * \sin \beta_{2,I} * w_{2,I}} \quad (71)$$

Para as palhetas guias temos, para a seção de entrada, uma altura de:

$$l'_{gb} = l_1 + 2mm \quad (72)$$

E para a seção de saída:

$$l_{gb} = \frac{\dot{G} * v_0}{\pi * \varepsilon * d_{shaft} * \sin \alpha_{1,II} * c_{1,II}} \quad (73)$$

Para as palhetas móveis da segunda fileira temos, para a seção de entrada, uma altura de:

$$l'_2 = l_{gb} + 1mm \quad (74)$$

E para a seção de saída:

$$l_2 = \frac{\dot{G} * v_0}{\pi * \varepsilon * d_{shaft} * \sin \beta_{2,II} * w_{2,II}} \quad (75)$$

Por fim, para as dimensões de comprimento e altura do bocal, temos:

Altura da seção de saída do bocal será considerada igual à altura da seção de entrada, dessa forma, a largura dos bocais na seção de entrada será:

$$a_{min} = \frac{f_{cada,bocal}}{l} \quad (76)$$

A largura dos bocais na seção de saída será:

$$a_{bocal} = \frac{f_{max}}{20 * l} \quad (77)$$

Pode-se calcular também o comprimento da porção divergente do bocal:

$$l_{divergente} = \frac{(a_{bocal} - a_{min})}{2 \cdot \tan \frac{\gamma}{2}} \quad (78)$$

Sendo (γ) a divergência do bocal, assumida como $\gamma = 6^\circ$.

As dimensões características da turbina podem ser visualizadas nas figuras 19 e 20.

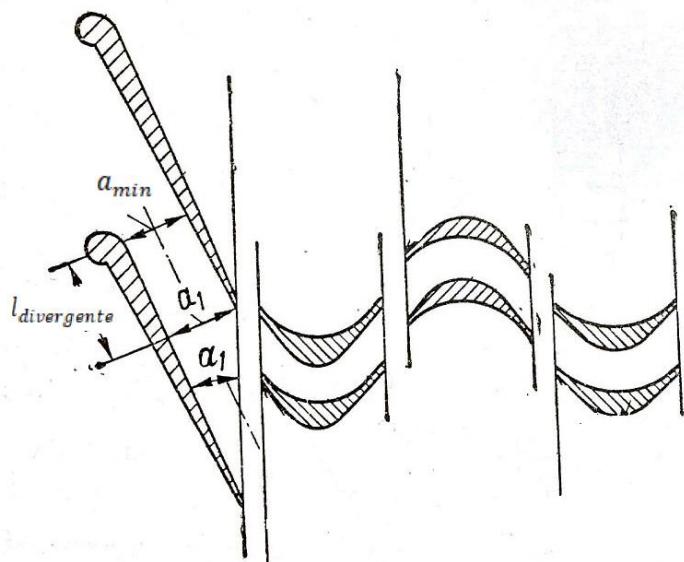


Figura 19: Seção com dimensões características do bocal da turbina

Fonte: Adaptado de (SHLYAKHIN, 1962, p. 64)

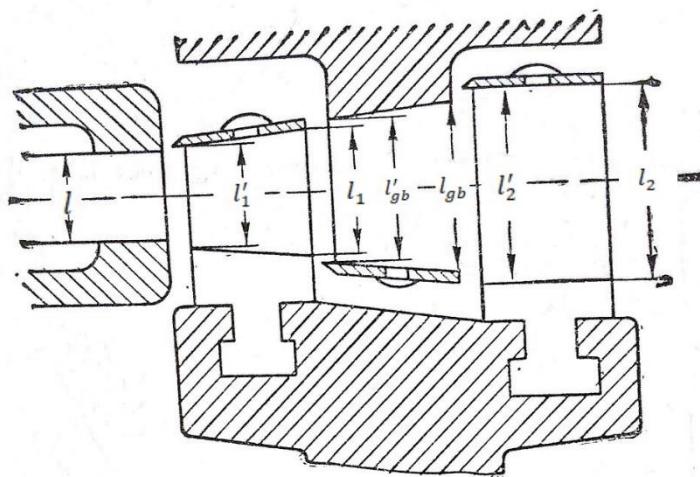


Figura 20: Seção com dimensões características das palhetas da turbina.

Fonte: Adaptado de (SHLYAKHIN, 1962, p. 64)

Os resultados para as dimensões não dependem muito da pressão de entrada como pode-se observar pela tabela 13.

Tabela 13: Resultado para as dimensões características da turbina para os diferentes casos estudados.

P_3	\dot{G}	G_{leak}	ϵ	l_1	l_2	l_{gb}	$l_{divergente}$
kPa	kg/s	kg/s	[-]	m	m	m	mm
2500	6,462	0,02106	0,221	0,01453	0,0236	0,01742	1,638
3000	5,71	0,0213	0,165	0,01453	0,02359	0,01742	4,315
3500	5,217	0,02152	0,1318	0,01452	0,02358	0,01741	7,539
4000	4,87	0,02173	0,1099	0,01452	0,02358	0,0174	9,383

Fonte: Elaborado pelo autor.

A razão pela qual as dimensões não variam tanto com a pressão de entrada é porque sua dependência está nas características construtivas da turbina (partições do selo, diâmetro do eixo, espaço anelar) valores estimados inicialmente por experiência de projeto. Além da dependência nos parâmetros construtivos, têm-se também uma relação com a potência produzida no gerador que, por sua vez, produz variação na vazão \dot{G} o que altera os valores calculados para as dimensões.

5. CONCLUSÃO

Muitos estudos estão sendo desenvolvidos sobre turbinas com o objetivo de otimizar e melhorar a eficiência desse tipo de máquina. O avanço da ciência nessa área permitirá o desenvolvimento da tecnologia e, por consequência, o aumento da sustentabilidade na área de geração de energia.

O presente estudo teve como inspiração e objetivo aumentar o conhecimento e entendimento a respeito de turbinas axiais a vapor, propondo uma hipótese de melhoria e otimização. Esse tipo de estudo tem sido amplamente feito em diversos tipos de turbinas, um caso especial são as turbinas em ciclos rankine orgânicos com fluidos refrigerantes diversos, usadas principalmente para sistemas pequenos de geração de energia.

Mais além, com o avanço das tecnologias em ciclos termodinâmicos e em turbinas, será possível a criação de pequenas unidades de geração de energia, descentralizando as grandes estações e usinas de geração, diminuindo as perdas por transmissão e também barateando os custos da energia elétrica.

Nesse sentido, o presente estudo realizou um procedimento de cálculo e otimização em uma turbina axial a vapor com o objetivo de melhorar o design desse tipo de máquina. Através de um ciclo termodinâmico ideal, do tipo rankine, foram levantados os dados termodinâmicos de entrada na turbina e alguns parâmetros de validação para o uso de quatro casos diferentes para o valor da pressão de entrada. Todo o procedimento de cálculo foi feito para esses quatro casos e avaliado os resultados. É importante lembrar que os valores de pressão alteravam os dados dos triângulos de velocidades, sendo necessário avaliar cada um separadamente.

Além disso, foi necessário realizar os cálculos das perdas correspondentes nos sistemas e subsistemas da turbina para considerar as variações nas eficiências totais e parciais. Dessa forma, foi levantado um parâmetro de eficiência total que considera todos os diferentes tipos de eficiências parciais e suas perdas respectivas.

O procedimento de otimização foi realizado com base no coeficiente característico da turbina: a razão da velocidade radial ou circunferencial do disco no seu diâmetro médio pela velocidade absoluta real na saída do bocal. Esse termo tem grande influência na eficiência da turbina, assim é necessário identificar qual o valor desse coeficiente que maximizará a

eficiência total da turbina. Esse procedimento foi realizado e identificou-se que, apesar das diferentes pressões de entrada, existe um intervalo para o coeficiente característico que maximizará a eficiência total da turbina. A análise foi possível através do estudo dos resultados gráficos:

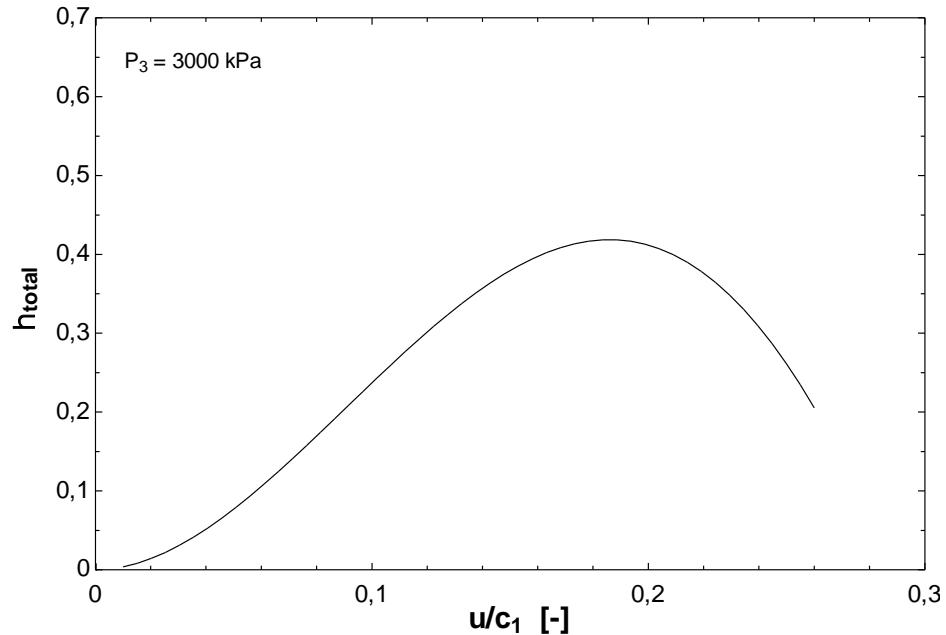


Figura 21: Relação entre eficiência total da turbina e o coeficiente característico, evidenciando o ponto de maior eficiência para o caso com pressão de entrada 3000kPa

Fonte: Elaborado pelo autor.

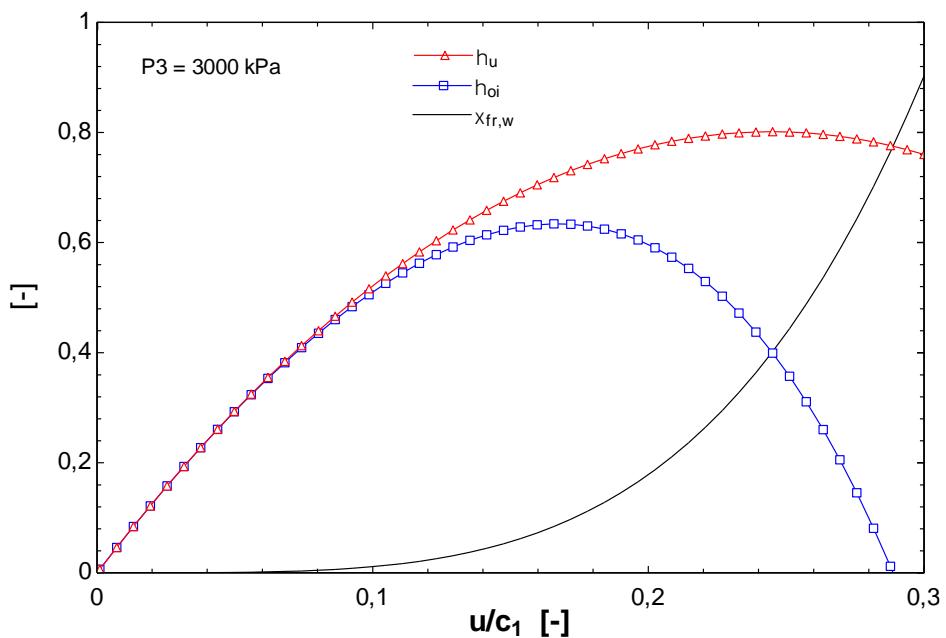


Figura 22: Relação entre a eficiência interna do estágio, relativa das palhetas e perda por atrito e ventilação em função do coeficiente característico para o caso com pressão de entrada 3000kPa

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, o estudo teórico do modelo de perda usado pelo projeto proporcionou uma compreensão maior das causas e consequências das diferentes variáveis que influenciam no projeto de uma turbina. Além disso, o acompanhamento histórico dos modelos de perda desde Soderberg (SODERBERG, 1949) até Craig & Cox (CRAIG; COX, 1970) proporcionou uma visão geral dos avanços científicos na área, assim como possibilitou a identificação de novas oportunidades de melhorias em relação ao projeto de turbinas.

De forma geral, o presente estudo alcançou os objetivos propostos: o estabelecimento do ciclo termodinâmico com geração de energia elétrica, a análise dos quatro casos de projeto diferentes, a modelagem do ciclo termodinâmico e as características operacionais da turbina, o estudo gráfico das eficiências em função do coeficiente característico, a avaliação dos parâmetros dimensionais da turbina e a análise teórica dos diferentes tipos de perda presente nesse tipo de estudo. Além disso, o uso do software com propriedades termodinâmicas implementadas facilita o cálculo e a inserção dos dados de entrada dos quatro casos de projeto.

Pesquisas futuras podem levar em consideração modelos de perda mais recentes, além de um método de cálculo mais preciso e aperfeiçoado por modelos computacionais modernos.

6. REFERÊNCIAS

- AINLEY, D. G.; MATHIESON, G. C. R. **A method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines**. British Aeronautical Research Council, R&M 2974. 1951.
- AINLEY, D. G.; MATHIESON, G. C. R. **An examination of the flow and pressure losses in blade rows of axial-flow turbines**. 1951. Reports and Memoranda No. 2891, Ministry of Supply, London. 1951.
- ADAM, O.; LÉONARD, O. **A Quasi-one dimensional model for axial turbines**. Turbomachinery group, Université de Liège, Belgique. 2007.
- BARTLETT, L. R.; SHELDON, R. C.; MULDER, J. E. **Steam turbine performance and economics**. United States of America: McGraw-Hill Book Company, 1958. 317 f. Library of Congress Catalog Card Number: 58-8039.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5.ed. Rio de Janeiro: McGraw-Hill, 2007.
- CRAIG, H. R. M.; COX, H. J. A. **Performance Estimation of Axial Flow Turbines**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1970-71, v. 185, 32/71. 1970.
- DUNHAM, J.; CAME, P. M. **Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction**. ASME, 96-GT-62. 1970.
- DA LIO, L.; MANENTE, G.; LAZZARETTO, A. **New efficiency charts for the optimum design of axial flow turbines for organic Rankine cycles**. University of Padova, Department of Industrial Engineering. Padova, Itália, 2014.
- DA LIO, L.; MANENTE, G.; LAZZARETTO, A. **Predicting the optimum design of single stage axial expanders in ORC systems: Is there a single efficiency map for different working fluids?** University of Padova, Department of Industrial Engineering. Padova, Itália, 2015.
- F-CHART SOFTWARE. **EES - Engineering Equation Solver**. 2017. Disponível em <<http://www.fchart.com/ees/>>. Acesso em 02 de Julho de 2017.
- KRAKER, S. C.; OKAPUU, U. **A mean line prediction method for axial flow turbine efficiency**. ASME, 81-GT-58, 1982

KLONOWICZ, P. et al. **Design and performance measurements of an organic vapour turbine**. University of Bayreuth, Center of Energy Technology, Germany e University of Technology, Power Plants Research and Development Centre, Poland. 2013.

KENNY, S. **Development of a Multi-Disciplinary Design Tool for Axial Flow Turbines**. 2005. 204 f. Master of Applied Science in Aerospace Engineering – Ottawa Carleton Institute For Mechanical and Aerospace Engineering. Ottawa, Ontario, Canada 2005.

KOFSKEY, G. M.; NUSBAUM, J. W. **Performance Evaluation of a two-stage axial-flow turbine for two values of tip clearance**. National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center. Cleveland, Ohio. 1968.

LEE, J. F. **Theory and design of steam gas turbines**. United States of America: McGraw-Hill Book Company, 1954. 502 f. Library of Congress Catalog Card Number: 53-8008.

MANENTE, G.; LAZZARETTO, A. **A New Criterion to Optimize ORC Design Performance using Efficiency Correlations for Axial and Radial Turbines**. University of Padova, Department of Industrial Engineering. Padova, Itália, 2014.

MACCHI, E.; ASTOLFI, M. **Efficiency correlations for axial flow turbines working with non-conventional fluids**. Politecnico di Milano, Energy Department. Milano, Itália, 2014.

MERONI, A. et al. **Combined Turbine and Cycle Optimization for Organic Rankine Cycle Power Systems – Part A: Turbine model**. Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering. Denmark, 2016.

PERSSON, J. **1D Turbine Design Tool Validation and Loss Model Comparison: Performance Prediction of a 1-Stage Turbine at Different Pressure Ratios**. 2015. 103 f. Master of Science Thesis - KTH School of Industrial Engineering and Management, Heat and Power Technology Division. Stockholm, 2015.

SHLYAKHIN, P.V. **Steam turbines: Theory and Design**. Traduzido do russo por A. Jaganmohan, B. E. Moscow: 1962.

STODOLA, A. **Steam and Gas Turbine**. Tradução autorizada para L. C. Loewenstein. New York, EUA. McGraw-Hill, 1927.

SODERBERG, C. R.; **Unpublished notes**. Gas Turbine Laboratory. Massachussets Institute of Technology (MIT). 1949.

STANISLAVOVICH, A. M.; DE SOUZA, Z.; SILVA LORA, E. E. **Máquinas térmicas de fluxo: Cálculos Termodinâmicos e Estruturais.** 1.ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2013.

SAMOILOVICH, G. S; TROYANOVSKY, B. M. **Steam Turbine Operation at Variable Loads.** Moscow. 1953

SMITH, D. J. L.; JOHNSTON, I. H. **Investigations on an experimental single-stage turbine of conservative design.** Ministry of Technology, Aeronautical Research Council Reports and Memoranda, London.1968.

SIEMENS AG. **Pre-designed Steam Turbines: The comprehensive product range up to 10 megawatts: catálogo.** Erlangen, Germany, 2008. Disponível em: <<https://www.energy.siemens.com/br/pt/energias-convencionais/turbinas-a-vapor/>>. Acesso em 26 de abril de 2017.

WEI, N. **Significance of Loss Models in Aerothermodynamic Simulation for Axial Turbines.** 2000. Doctoral Thesis – KTH School of Industrial Engineering and Management, Royal Institute of Technology, Heat and Power Technology Division . Stockholm, 2000.