



David Miguel Martins Almeida

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

**Microturbina a gás – Análise das proporções
geométricas do compressor e da turbina no
desempenho da microturbina**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: José Fernando de Almeida Dias, Professor Associado,
Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade
Nova de Lisboa

Presidente: Doutor António José Freire Mourão

Arguente: Doutora Diana Filipa da Conceição Vieira

Vogal: Doutor José Fernando de Almeida Dias

Este trabalho foi redigido respeitando o novo acordo ortográfico em vigor.

Microturbina a gás – Análise das proporções geométricas do compressor e da turbina no desempenho da microturbina

Copyright © David Miguel Martins Almeida, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

“A leitura após certa idade distrai excessivamente o espírito humano das suas reflexões criadoras. Todo o homem que lê demais e usa o cérebro a menos adquire a preguiça de pensar.”

Albert Einstein

Agradecimentos

Em primeiro lugar tenho a agradecer ao meu orientador, o professor José Fernando de Almeida Dias, por toda a disponibilidade que demonstrou durante este trabalho e conselhos que me deu, orientando-me sempre da melhor maneira, permitindo que explorasse as matérias deste trabalho, de modo a contornar os problemas que surgiram, de forma independente, mas sem nunca me desviar do caminho.

Em segundo lugar aos meus colegas da empresa Leroy Merlin de Alfragide onde trabalhei todas as tardes e noites durante este tempo que sempre me motivaram e perguntavam frequentemente como estava o decorrer da tese. Nos dias em que me apresentava ao trabalho desinteressado ou cansado apoiaram-me sempre. Aos pequenos convívios que tínhamos depois de fecharmos a loja onde partilhávamos o dia a dia, histórias e vontades antes de cada um seguir para o merecido descanso. Pela oportunidade que me deram em ter trabalho com eles e experiência que obtive.

Aos meus amigos e colegas de faculdade, que seguimos há muito este percurso juntos e sempre nos apoiamos dando força ao grupo, tentando que ninguém fique pelo caminho. Aos desabafos, zangas, alegrias, conselhos, mas acima de tudo ao espírito de família que vivemos. Cada um, à sua maneira, deu o seu contributo na realização desta etapa.

Aos meus pais que sempre me apoiaram e garantiram o privilégio de ter estudado e recebido pela parte deles uma educação de qualidade, pelo o que me tornaram o que sou hoje apesar de todas as discordâncias que houve pelo meio. De todas as conquistas que consegui até hoje eles estiveram sempre presentes, um especial agradecimento.

Por último, Filipa obrigado por tudo neste tempo que me acompanhas. Por todas as contagens decrescentes feitas aos testes, semestres e agora, pela entrega da tese. Pelos sermões quando não me aplicava o suficiente e felicitações quando conseguia bons resultados. Passeios e companhia de estudo quando ainda eras estudante como eu. Apesar de teres acabado os estudos primeiro nunca deixaste de estar presente e acompanhar o resto do meu percurso académico. Por todas as alegrias que tive contigo e todo o apoio que sempre deste.

Resumo

O presente trabalho tem como objetivo estudar as proporções de uma microturbina a gás de compressor radial e turbina axial de primeiro andar.

O estudo tem como base a alteração dos componentes geométricos com vista a otimização global da turbina.

Tomando como base um diâmetro exterior da turbina a gás, velocidade de transporte máxima à saída do rotor do compressor e temperatura limite metalúrgica analisou-se diferentes proporções geométricas: diâmetro de entrada do compressor; diâmetro médio das pás da turbina e, por fim, o diâmetro de saída do compressor.

Este estudo permitiu identificar as proporções geométricas que proporcionam força de impulso máxima, bem como identificar limites impostos do escoamento dos gases pelo tubo de chama pela câmara de combustão e tensões que as pás do rotor ficam sujeitas.

Palavras chave: microturbina, turbomáquina, compressor radial, turbina axial, força de impulso, tensões, estudo paramétrico.

Abstract

The present work has the purpose of studying the proportions of a gas microturbine with single stage of radial compressor and axial turbine.

The study is based on the alteration of the geometric components for the overall optimization of the turbine.

Based on an external diameter of the gas turbine, maximum transport speed at the output of the compressor rotor and metallurgical limit temperature, different geometric proportions were analyzed: compressor inlet diameter; diameter of the turbine blades and, finally, the output diameter of the compressor.

This study allowed to identify the geometric proportions that provide maximum impulse force, as well as to identify the limits imposed by the flow of gases from the flame tube through the combustion chamber and the stresses that the rotor blades are subjected to.

Keywords: microturbine, turbomachine, centrifugal compressor, axial turbine, thrust, stresses, parametric study.

Índice de matérias

Agradecimentos	v
Resumo.....	vii
Abstract.....	ix
Índice de matérias.....	xi
Índice de figuras	xiii
Índice de tabelas	xv
Lista de símbolos	xvii
1 Introdução	1
1.1 <i>Objetivos</i>	1
1.2 <i>Contextualização</i>	1
2 Fundamentos teóricos	7
2.1 <i>Ciclo de Joule</i>	7
2.1.1 Gases perfeitos.....	7
2.1.2 Descrição do Ciclo de Joule	8
2.2 <i>Equação de Euler nas Turbomáquinas</i>	9
2.2.1 Aplicação do volume de controlo na turbina.....	9
2.2.2 Equação da continuidade, energia e momento angular	11
2.3 <i>Triângulo de velocidades</i>	14
2.4 <i>Métodos</i>	15
3 Resultados	17
3.1 <i>Turbina a estudar</i>	17
3.2 <i>1º Caso de estudo – compressor</i>	19
3.2.1 Fluxograma	19
3.2.2 Funcionamento.....	20
3.2.3 Valores obtidos	21
3.3 <i>2º Caso de estudo – turbina axial</i>	27
3.3.1 Fluxograma	27
3.3.2 Funcionamento	28
3.3.3 Valores obtidos	31
3.4 <i>3º Caso de estudo – rotor Ø2</i>	39
3.4.1 Fluxograma	39
3.4.2 Funcionamento.....	40
3.4.3 Valores obtidos	41
4 Conclusão	45
Referências.....	47
Anexos.....	49

Índice de figuras

Figura 1.1 - Dr. Hans junto do seu Heinkel HeS 3 exposto no Deutsches Museum em Munique [27]	2
Figura 1.2 - Junkers 004 exposto no National Museum of the United States Air Force [16]	2
Figura 1.3 - Motor J85-GE-17A [17]	3
Figura 1.4 - Frank Wittle junto do seu Power Jets W.1 (esquerda) e Rolls-Royce RB.37 Derwent (direita) [18,26].....	3
Figura 1.5 - Diferentes tipos de motores [4].....	4
Figura 1.6 - Turbina da General Electric usada nas fragatas [20].....	4
Figura 1.7 - Exemplo de uma microturbina de aeromodelismo com corte parcial [25].....	5
Figura 2.1 -- variação de cp e γ [4]	8
Figura 2.2- Ciclo da turbina a gás	9
Figura 2.3 - Volume de controlo com convenção de sinal para calor e trabalho [5]	11
Figura 2.4 - Volume de controlo para uma turbomáquina generalizado [5].....	13
Figura 2.5 - Esquema do compressor radial.....	13
Figura 2.6 - Triângulo de velocidades da turbina.....	14
Figura 2.7 Triângulo de velocidades [12].....	Erro! Marcador não definido.
Figura 3.1 - Representação simplificada da turbina.	17
Figura 3.2 - Fluxograma da TUBEIRA. [4]	19
Figura 3.3 - Fluxograma do Compressor. [4, 13].....	19
Figura 3.4 - Fluxograma do Escape. [4]	20
Figura 3.5 - Escoamento no compressor (variação de P_0 e T_0 semelhantes a h_0 ; P e T semelhantes a h) [8].....	21
Figura 3.6 - Zona de estudo – compressor.....	21
Figura 3.7 - Variação da força de impulso.....	23
Figura 3.8 - Relação caudal de ar.....	23
Figura 3.9 - Trabalho no compressor.	24
Figura 3.10 - Força de impulso com variação da Temperatura.....	24
Figura 3.11 - Zona de estudo – turbina.....	27
Figura 3.12 - Fluxograma turbina. [4]	27
Figura 3.13 - Escoamento na turbina (variação de P_0 e T_0 semelhantes a h_0 ; P e T semelhantes a h) [8].....	28
Figura 3.14 - Representação das pás da turbina. [4]	29
Figura 3.15 - Diâmetro médio da turbina. [4].....	29
Figura 3.16 - Diagrama de velocidade e Mollier para uma turbina de impulso. [5]	30
Figura 3.17 - Diagrama de velocidade e Mollier para uma turbina de reação. [5]	30
Figura 3.18 - Relação de tensões com diferentes temperaturas. [4].....	32
Figura 3.19 - Triângulo de velocidades para $\varnothing_m=0.2m$	33
Figura 3.20 - Diagrama de aproximação para o cálculo de tensões. [3]	34
Figura 3.21 - Tensões nas pás da turbina a 1300K e $\varnothing_m=0.2m$	34

Figura 3.22 - Tensões nas pás da turbina a 1300K.....	36
Figura 3.23 - Tensões nas pás da turbina a 1200K.....	37
Figura 3. 24 - Tensões nas pás da turbina a 1100K.....	38
Figura 3.25 - Zona de estudo – difusor.....	39
Figura 3. 26 - Fluxograma consequências no compressor por modificação do tamanho do difusor. [4]....	39
Figura 3. 27 - Fluxograma difusor. [4,5]	40
Figura 3. 28 - Propriedades do escoamento do fluido com e sem difusor [1]	41
Figura 3. 29 - Tensões nas pás da turbina a diferentes \varnothing_2	43
Figura 3. 30 - especulação de resultados de tensões na pá da turbina a 1200K.....	43

Índice de tabelas

Tabela 3.1 - Força de Impulso com variação de temperatura a diferentes tamanhos do compressor.	25
Tabela 3.2 - valores do estudo paramétrico da turbina (opção standard).	32
Tabela 3.3 - Dimensões estator e rotor para $\varnothing m=0.2m$	33
Tabela 3.4 - Estudo paramétrico da turbina a 1300K.	35
Tabela 3.5 - Estudo paramétrico da turbina a 1200K.	37
Tabela 3.6 - Estudo paramétrico da turbina a 1100K.	38
Tabela 3.7 - Estudo paramétrico da turbina e compressor devido ao aumento do difusor.	42
Tabela 3.8 - Estudo paramétrico da turbina e compressor devido à diminuição do difusor.	44

Lista de símbolos

Capítulo 2

A – Área
 B – Forças de corpo
 C – Velocidade
 c_p - Calor específico
 E - Energia
 F – Forças de superfície
 g – Gravidade
 h - Entalpia
 M – Peso molecular
 \dot{m} – Caudal
 n – Propriedade por unidade de massa
 P – Pressão
 Q – Transferência de calor por unidade de massa
 R – Constante universal dos gases
 r – Raio
 s – Entropia
 T - Temperatura
 t – Tempo
 U – Velocidade de transporte
 V - Volume
 W – Trabalho
 α – Ângulo formado pelas velocidades absolutas
 β – ângulo formado pelas velocidades relativas
 γ – Relação dos calores específicos
 ρ – Densidade
 τ - Binário, torque
 ω – Velocidade angular

Sufixos

0 – Valor de estagnação
1,2,3. Etc – Planos de referência
 a – Ar, ambiente
 c – Compressor
 g – Gás
 m – Componente meridional
 sc – Superfície de controle
 t – Turbina
 vc – Volume de controle
 w – Componente tangencial

Capítulo 3

A – Área
 C – Velocidade
 c – Corda da pá da turbina

c_p - Calor específico
 h - Altura
 K - Kelvin (unidade de temperatura)
 m - Metro (unidade de comprimento)
 \dot{m}_a - Caudal de ar
 N - Newton (unidade de força)
 N - Rotações do compressor
 n - Número de pás
 P - Pressão
 R - Constante universal dos gases
 r - Raio
 T - Temperatura
 U - Velocidade de transporte
 z - Módulo de seção da pá da turbina
 \emptyset - Diâmetro
 α_6 - Angulo "swirl"
 γ - Relação dos calores específicos
 φ - Coeficiente de caudal
 ψ - Coeficiente de salto entálpico
 Λ - Grau de reação
 ρ_b - Densidade da liga Ni-Cr-Co
 σ_{ct} - Tensões de centrifugação (*centrifugal forces*)
 σ_{gb} - Tensões de torção (*gas bending*)
 η - Rendimento
 σ - Fator de escorregamento
 λ_N - Perdas no bocal do estator

Sufixos

0 - Valor de estagnação

Zonas:

0 - Tubeira de admissão
 1 - Compressor
 1i - Zona interior do compressor, veio
 1e - Zona exterior
 2 - Difusor
 3 - Camara de combustão
 3i - Interior da camara de combustão
 3e - Exterior da camara de combustão
 4 - Estator (nozzle)
 5 - Zona intermédia estator/rotor
 6 - Rotor
 7 - Escape

a - Ar, ambiente

g - Gás

m - Médio

w - Componente tangencial

1 Introdução

1.1 Objetivos

A tese tem como tema a otimização das proporções geométricas dos componentes de uma mini turbina a gás composta por um andar de compressor radial e turbina axial, com o propósito de encontrar as condições de desempenho ótimo, ou seja, maior força de impulso possível.

O projeto da turbina, que se baseia nos métodos descritos no livro *Gas Turbines Theory* [4], em como base apenas a dimensão exterior, juntamente com parâmetros limitativos, tais como a temperatura limite metalúrgica, a velocidade de transporte do rotor do compressor radial e as velocidades axiais do escoamento à entrada e saída dos componentes da turbina. Tudo isto deixa em aberto uma infinidade de soluções para as proporções geométricas da secção de entrada, do diâmetro do rotor e da secção das pás da turbina.

O objetivo do projeto é analisar a influencia destas proporções no desempenho final da turbina com vista a encontrar a geometria que proporcionará um melhor desempenho.

1.2 Contextualização

Classifica-se como turbomáquinas todos aqueles dispositivos nos quais a energia é transferida para ou de um fluido que flui continuamente pela ação dinâmica de uma ou mais fileiras de pás em movimento [7]. A palavra *turbo* ou *turbinis* é de origem latina e implica o que gira ou gira em torno. Essencialmente, uma fileira de fachada rotativa, um rotor ou um impulsor muda a entalpia de estagnação do fluido que se move através dele, fazendo trabalho positivo ou negativo, dependendo do efeito exigido da máquina. As alterações de entalpia estão intimamente ligadas às mudanças de pressão que ocorrem simultaneamente no fluido [5].

Dos vários meios de produção de energia mecânica a turbina, em diversos aspetos, é o mais satisfatório. Isto deve-se à ausência de membros recíprocos e atritos o que significa que os problemas de equilíbrio são poucos, que o consumo de óleo lubrificante é excepcionalmente baixo e que a confiabilidade pode ser alta. As primeiras turbinas a serem usadas e testadas usavam água como fluido motriz. Este tipo de turbinas foi aprimorado e ainda são usadas com grande destaque na produção de energia elétrica [4]. Seguiram-se as turbinas a vapor, com uma boa eficiência, mas custos elevados devido à produção de vapor de alta pressão a alta temperatura, o que envolve a instalação de equipamento gerador de vapor volumoso e caro, quer seja uma caldeira

convencional ou um reator nuclear [15]. A característica importante é que os gases quentes do reator nunca chegam à turbina, sendo usados apenas indiretamente para produzir um fluido intermediário, ou seja, vapor. Mais tarde uma nova turbina de alta energia e muito mais compacta surge quando o passo de água a vapor é eliminado e os próprios gases quentes são usados para acionar a turbina, a turbina a gás [4].

A turbina a gás surgiu pouco antes da Segunda Guerra Mundial, com a preocupação de aumentar o poder do eixo da máquina. Tudo começou com trabalhos experimentais, independentes, de um inglês, Frank Whittle e um alemão chamado Hans Von Ohain. Hans apresentou o seu trabalho à empresa alemã Heinkel que se interessou pelo seu trabalho e em conjunto criaram o primeiro protótipo do que seria um avião a jato, o He 178. O seu motor, o *HeS 3* (fig.1.1) foi o que permitiu a descolagem do que seria o primeiro avião a jato.

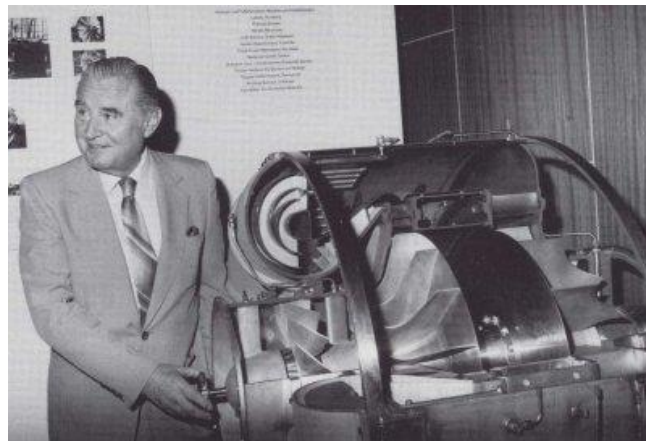


Figura 1.1 - Dr. Hans junto do seu Heinkel HeS 3 exposto no Deutsches Museum em Munique [27].

No entanto, o seu funcionamento não era perfeito. Havia problemas a nível da compressão do ar no interior da turbina. Este problema foi resolvido pela empresa Junkers que criaram então o primeiro avião a jato com teor de aplicação em serie, o Messerschmitt Me 262, o primeiro avião a jato viável a entrar em uso operacional, com dois turbojatos fabricado pela Junkers, denominados *Jumo 004* que podem ser vistos na figura 1.2 [6].



Figura 1.2 - Junkers 004 exposto no National Museum of the United States Air Force [16].

Anos mais tarde foi melhorado pela General Electric tomando o nome de J85-GE-17A (fig. 1.3).

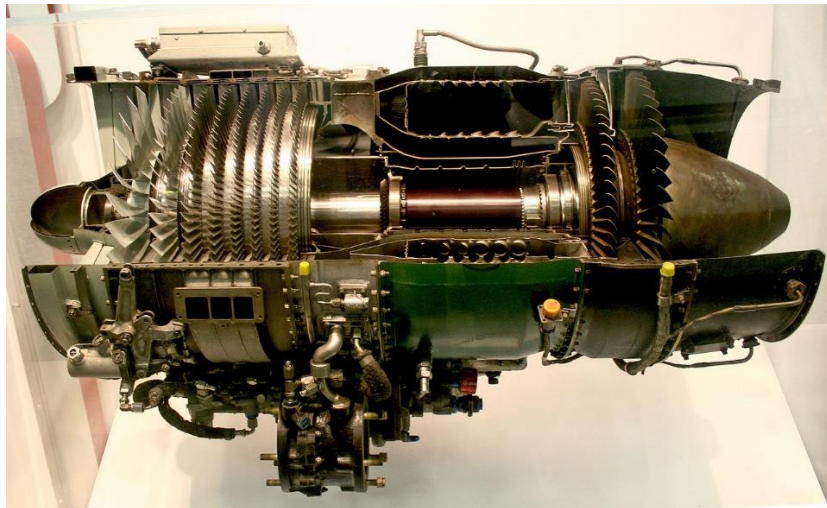


Figura 1.3 - Motor J85-GE-17A [17].

Posto isto, os ingleses não quiseram ficar atrás. Como tal, Frank Whittle juntamente com a sua empresa Power Jets Lda. avançaram com um protótipo, o Gloster E28/39, que surgiu pouco tempo após o He 178, equipado com o motor *Power Jets W.1* que rapidamente evoluiu para a segunda versão. Após vários melhoramentos, criou o Gloster Meteor para combater o alemão Messerschmitt 262, equipado com o motor *Rolls-Royce RB.37 Derwent*, versão melhorada do *Power Jets W.2*.



Figura 1.4 - Frank Wittle junto do seu Power Jets W.1 (esquerda) e Rolls-Royce RB.37 Derwent (direita) [18,26].

Tudo isto levou a que se tenha atingido um marco importante que levou a revolução e conceptualização destas aplicações à aeronáutica sendo o meio de propulsão atual da generalidade das aeronaves em diferentes configurações, turbojato, turbofan, turbohélice, entre outros. (fig.1.5)

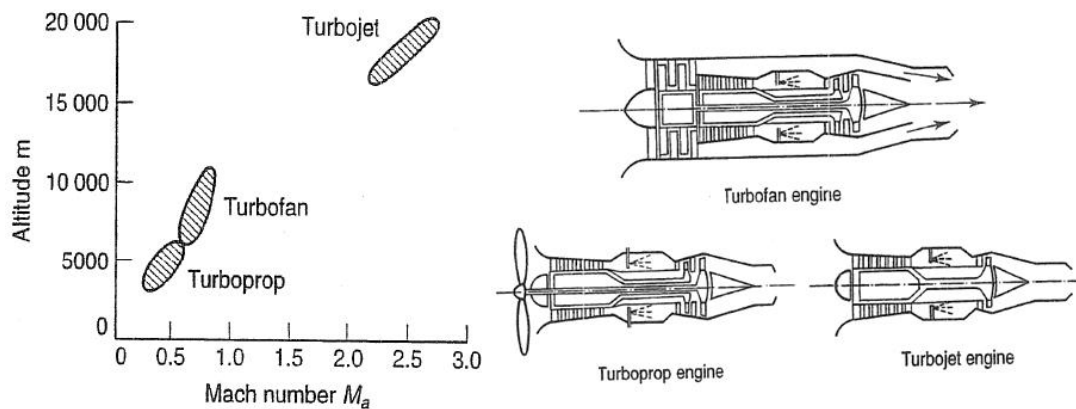


Figura 1.5 - Diferentes tipos de motores [4]

A turbina a gás tornou-se uma máquina comum e a sua aplicação estendeu-se à propulsão de veículos terrestres, o tanque M1 Abrams, equipado com a turbina *Honeywell AGT1500*. Os navios de guerra, como por exemplo a fragata NRP Vasco da Gama, da classe Vasco da Gama, ao serviço da Marinha Portuguesa, equipada com dois motores a diesel em conjunto com duas turbinas LM da General Electric, figura 1.6 [19,20].

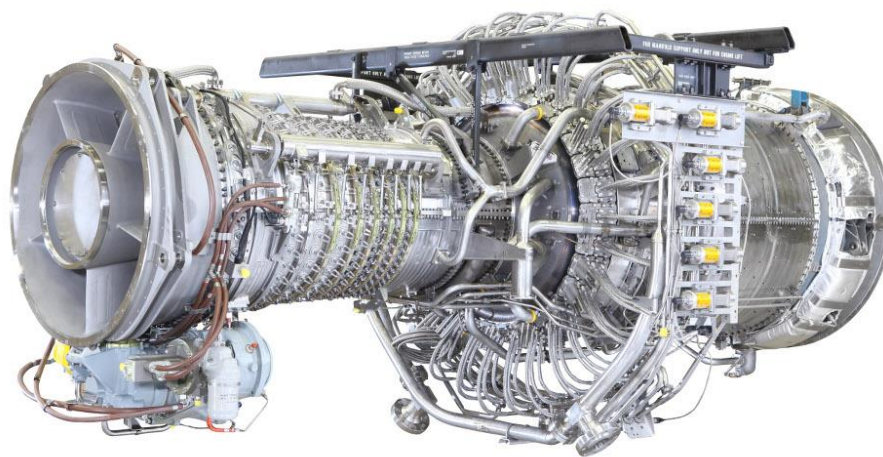


Figura 1.6 - Turbina da General Electric usada nas fragatas [20].

As turbinas a gás não estão só ligadas a meio de locomoção como também a nível energético, onde as microturbinas a gás desempenham um papel importante na produção de energia, sendo por vezes usadas como geradores.

Paralelamente assistiu-se também à modificação e adaptação desta máquina e respetivos componentes. Exemplo disso são os turbocompressores usado nos motores automóveis ou motores usados nos veículos aéreos não tripulados e mísseis.

Por fim as minis turbinas surgiram também como projetos de aeromodelismo. Inicialmente os amantes desta modalidade começaram por construir modelos de uma forma artesanal, destinada apenas para aeromodelos. Com a crescente procura e interesse nesta área,

atualmente existem empresas, por exemplo a *Graupner* a *JetCat*, *KingTech* e *JetCentral*, que se dedicam à comercialização destes motores, juntamente com todo o material que seja preciso à manutenção destes tipos de motores [21,22,23,24].

É para este tipo de turbinas que o presente estudo se irá debruçar. Observa-se na figura 1.7 que, geralmente, são de geometrias simples constituídas com um andar de compressor radial e turbina axial, tal como a turbina a analisar.

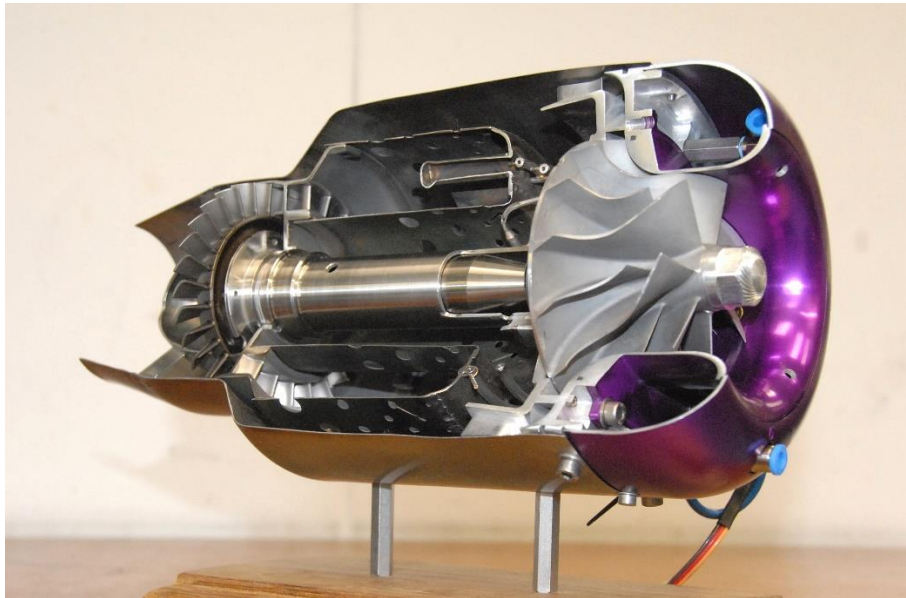


Figura 1.7 - Exemplo de uma microturbina de aeromodelismo com corte parcial [25].

2 Fundamentos teóricos

Antes de se introduzir o desempenho e a análise da turbomáquina, é importante rever alguns conceitos da mecânica de fluidos e as equações de termodinâmica, que se tornam essenciais à compreensão e análise da turbomáquina.

O estudo e dimensionamento dos componentes da turbina a gás baseiam-se em dois princípios físicos. A Termodinâmica, onde se aborda o ciclo de Joule e, dentro do tema da mecânica dos fluidos, a equação de Euler para as turbomáquinas, caso particular das equações da conservação da quantidade de movimento angular.

2.1 Ciclo de Joule

2.1.1 Gases perfeitos

A aplicação do ciclo de Joule obriga a que se considere o fluido motriz como um gás ideal. As propriedades do fluido que opera a turbomáquina tem um grande impacto na performance da mesma. Todos os gases titulados como fluidos operacionais deste tipo de máquinas, exceto vapor de água, são considerados gases perfeitos, sem que isto comprometa a precisão do cálculo. Para que isto se torne viável, a fração mássica de vapor de água na mistura tem que ser abaixo dos 10% [15].

Considera-se um gás perfeito quando este possui uma entalpia em função apenas da temperatura e não da pressão. Não existe forças intermoleculares que absorvam ou libertem energia quando a sua densidade se altera [12,15].

$$PV = RT \quad (2.1)$$

As propriedades do calor específico c_p e do rácio dos calores específicos γ tornam-se importantes para a análise da turbina e é necessário ter em conta as variações de valor que ocorrem no ciclo. Geralmente c_p pode ser usado diretamente e apenas depende da temperatura [4]. Visto que a entalpia é também em função da temperatura [12]:

$$dh = c_p dT \quad (2.2)$$

O mesmo se pode dizer de γ pois está relacionado com c_p em

$$\frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{R}{M c_p} \quad (2.3)$$

em que R é a constante universal dos gases com o valor de $0,287 \text{ kJ/kgK}$ e M o peso molecular. A variação de c_p e γ com a temperatura do ar é mostrado na figura 2.1 [4].

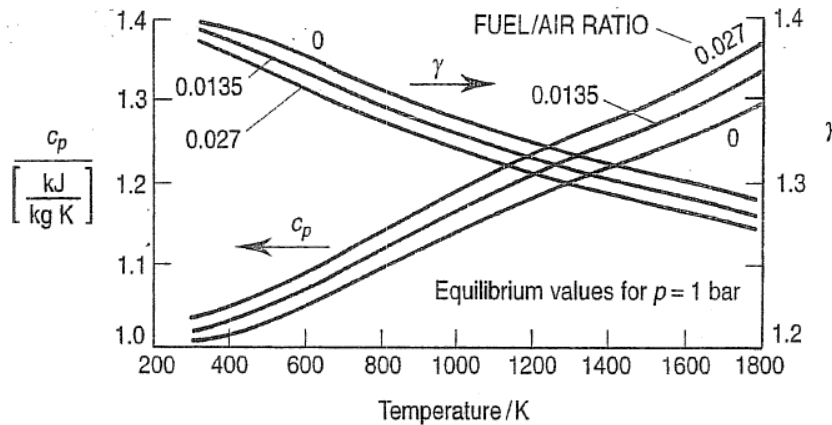


Figura 2.1 -- variação de c_p e γ [4]

Para estudos preliminares de projeto e cálculos de comparação de vários ciclos de turbinas, torna-se preciso e viável assumir, para valores de compressão e expansão, os seguintes valores de c_p e γ [4].

Ar: $c_{pa} = 1.005 \text{ kJ/kg K}$, $\gamma_a = 1.40$ ou $(\frac{\gamma-1}{\gamma})_a = 3.5$

Gases de combustão: $c_{pg} = 1.148 \text{ kJ/kg K}$, $\gamma_g = 1.333$ ou $(\frac{\gamma-1}{\gamma})_g = 4$

2.1.2 Descrição do Ciclo de Joule

Uma máquina térmica é um dispositivo que obtém energia através do calor e, operando num processo cíclico expulsa uma fração dessa energia por meio de trabalho [14].

Numa turbina a gás ideal, os gases sofrem quatro processos termodinâmicos: uma compressão isentrópica, uma combustão isobárica, uma expansão isentrópica e, no final, saída de energia sob a forma de calor [12]. No conjunto dos seus processos isentrópicos pode-se aplicar a equação das isentrópicas.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.4)$$

Juntos formam o ciclo de *Joule*, também designado como ciclo de *Brayton* [8]. Os motores inspirados neste ciclo são constituídos essencialmente por três componentes, compressor, câmara de combustão e turbina.

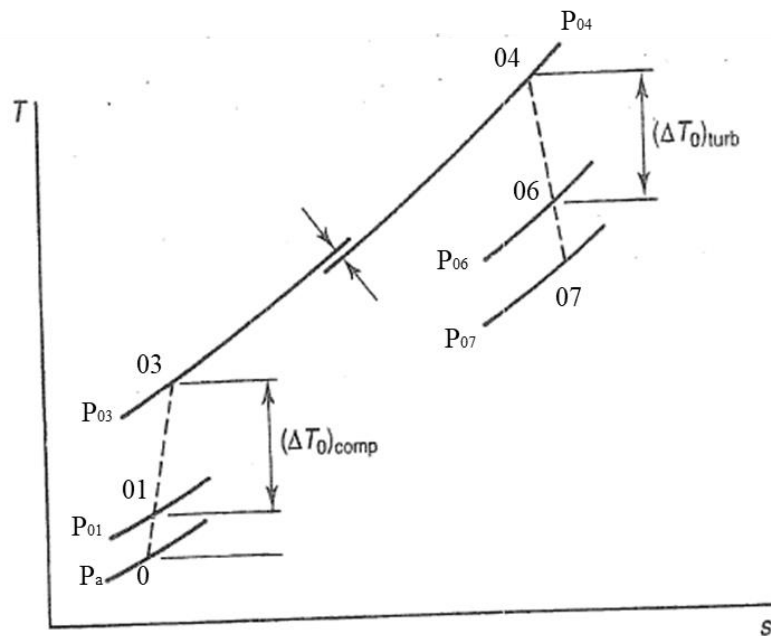


Figura 2.2- Ciclo da turbina a gás.

Tem-se exemplificado no diagrama acima (figura 2.2) o ciclo temperatura-entropia com as linhas de pressão de uma turbina a gás. O ponto 0 representa a tubeira, a entrada do fluido na turbina, como tal, condições ambiente. De 1-3 tem-se um aumento de pressão e temperatura, devido ao trabalho do compressor. De seguida, na câmara de combustão, 3-4, dá-se o maior aumento de temperatura e entropia. No final, na turbina, 4-6, queda de temperatura, aumento de volume e diminuição da pressão acontecem devido à expansão dos gases pelas pás da turbina. Por último 6-7 a saída de gases pelo escape, onde se tem a queda final de temperatura e pressão [9,11]. Caso o ciclo se repita, 7-1, o gás que entra no compressor, retoma as propriedades iniciais, e o ciclo volta ao princípio, ou seja, gás a temperatura ambiente terá uma temperatura inferior ao que sai da turbina, menor entropia e, conseqüentemente, menor volume. Todo este processo ocorre a pressão constante pelo facto de ocorrer a pressão atmosférica, fora de qualquer componente da turbina [8].

2.2 Equação de Euler nas Turbomáquinas

A aplicação da equação de Euler subentende a compreensão de diversos temas como a equação da continuidade, energia e do movimento angular aplicadas ao volume de controlo.

2.2.1 Aplicação do volume de controlo na turbina

Um dos conceitos mais importantes na avaliação da performance de turbomáquinas é a aproximação usada do volume de controlo aplicado às leis da conservação da massa, momento e energia [8].

Considera-se que a turbina é um sistema fechado no volume de controlo e fixo no espaço. A equação generalizada relativamente às leis da mecânica de fluidos contida no volume de controlo é dada por [8,15]:

$$\frac{dN}{dt} = \iint_{sc} n\rho C \cdot dA + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} npdV \quad (2.5)$$

Taxa de variação da propriedade N para o sistema	Fluxo da propriedade N pela superfície de controlo	Taxa de variação da propriedade N dentro do volume de controlo
---	---	---

onde N representa qualquer propriedade extensiva relacionada com massa, momento linear, momento angular ou energia e n a propriedade por unidade de massa [8].

As equações da continuidade, momento linear, momento angular, e energia são obtidas a substituindo $n=N/M=1$, $C, r \times C, E$, respetivamente, na equação 2.5. Para o escoamento no rotor de turbomáquinas lida-se com forças nas pás rotativas, como tal a equação do momento angular prevalece sobre a equação do momento linear [8]. Posto isto:

Equação da continuidade:

$$\iint_{sc} \rho C \cdot dA = 0 \quad (2.6)$$

Equação do momento angular:

$$\iint_{sc} r \times F dA + \iiint_{vc} (r \times B)\rho dV = \iint_{sc} (r \times C)(\rho C \cdot dA) \quad (2.7)$$

Equação da energia:

$$\dot{E} = W_{eixo} + W_{corte} + \iiint_{vc} B \cdot C\rho dV + \iint_{sc} h_0\rho C \cdot dA \quad (2.8)$$

Nas equações acima descritas F representa a força na superfície (normal e tangencial) por unidade de área que atua na superfície de controlo. B é a força do corpo (*body force*) por unidade de massa, tal como a gravidade, que atua no interior do volume de controlo. W o trabalho feito no volume de controlo pelo rotor e forças de corte. h_0 representa a entalpia de estagnação [8]. A variação de trabalho $\frac{dW}{dt}$ transferida ao longo a superfície de controlo encontra-se distribuída por várias formas. Uma das dominantes e a mais importante é a quantidade de trabalho transferido para a turbomáquina através do veio rotativo, binário. Pode ser descrita como $W_{eixo} = \tau_{eixo}\omega$. Pode ser igualmente transferido por tensões normais. As tensões tangenciais, apesar de pequenas, também contribuem para o mesmo fenómeno de transferência do trabalho, representado por W_{corte} [8,12].

Nas turbomáquinas as forças normais correspondem a pressões que atuam pela direção normal no volume de controlo e as tangenciais a tensões provocadas pela turbulência e viscosidade nas superfícies de controlo [5]. Em termos de energia tem-se a troca de calor pelas fronteiras circundantes, a quantidade de trabalho feito pelo veio, trabalho pelas tensões de corte

(influenciadas pela velocidade) e forças do corpo, por exemplo gravidade, dentro do volume de controlo [8].

2.2.2 Equação da continuidade, energia e momento angular

Como já foi indicado as turbomáquinas são dispositivos cuja energia é transferida de ou para um fluido que escoar continuamente pela ação dinâmica de uma ou mais pás em movimento.

Considera-se o escoamento do fluido com massa volúmica ρ , atravessando um elemento de área dA , num intervalo de tempo dt . Se C definir a velocidade da massa elementar tem-se $dm = \rho c dt dA \cos\theta$ [5,8]. A componente da velocidade perpendicular é descrita por $C_n = C \cos\theta$, portanto, substituindo na expressão e utilizando a equação 2.6 chega-se a:

$$\dot{m} = \rho \times C_n \times A = \rho_1 \times C_{n1} \times A_1 = \rho_2 \times C_{n2} \times A_2 \quad (2.9)$$

formula que será usada adiante para estudo paramétrico do compressor.

Segundo a primeira lei da termodinâmica, quando um sistema opera num ciclo completo durante o qual o calor é fornecido e o trabalho é feito, é possível afirmar que [5]:

$$\oint (dQ - dW) = 0 \quad (2.10)$$

Para uma mudança de estado de 1 para 2, há uma mudança na propriedade referente à energia interna que pode ser escrita da seguinte forma,

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 (dQ - dW) \quad (2.11)$$

$$dE = dQ - dW \quad (2.12)$$

A figura 2.3 exemplifica o volume de controlo de uma turbina generalizada. O fluido atravessa o sistema de 1 para 2 e transfere energia às pás da turbina, promovendo trabalho ao veio, trabalho positivo. Simultaneamente pode-se ter trocas de calor entre a parede do volume de controlo, positivo do sentido exterior para o interior [5].

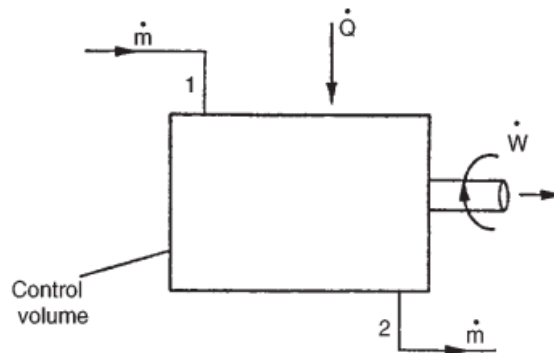


Figura 2.3 - Volume de controlo com convenção de sinal para calor e trabalho [5].

A partir da equação 2.8 juntamente com a convenção de sinais da imagem anterior aplicada à equação do fluxo de energia no escoamento obtém-se:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}[(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1)] \quad (2.13)$$

onde h é a entalpia específica, $\frac{1}{2}C^2$ a energia cinética e gz a energia potencial por unidade de massa. Para o caso das turbinas a gás o último termo da equação 2.13 é muito pequeno e normalmente é ignorado, definindo a entalpia de estagnação como sendo $h_0 = h + 1/2C^2$ tem-se: [5]

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (2.14)$$

A maioria dos escoamentos das turbomáquinas são processos adiabáticos como tal pode-se considerar que $\dot{Q} = 0$. Assim sendo para a produção de trabalho $\dot{W} > 0$ a equação que define o trabalho realizado pelas turbinas é a seguinte

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (2.15)$$

Adaptando a equação anterior ao caso da turbina em estudo, utilizando a equação 2.2 a nomenclatura da figura 2.2 tem-se.

$$\dot{W}_t = \dot{m}c_{pg}(T_{04} - T_{06}) \quad (2.16)$$

Para os compressores, que absorvem o trabalho $\dot{W} < 0$, define-se

$$-\dot{W}_c = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (2.17)$$

Realizando o mesmo processo feito na equação 2.16 para o compressor pode-se definir o seu trabalho da seguinte forma:

$$\dot{W}_c = \dot{m}c_{pa}(T_{03} - T_{01}) \quad (2.18)$$

Uma análise quantitativa da transferência de energia e de momento pode ser feita usando as equações de volume de controle. Deve-se enfatizar que não há transferência de energia, massa e momento através das superfícies de controle internas ou externas, exceto da transmissão de energia transmitida para as pás da turbomáquina, no volume de controle, conhecido como torque ou binário [8].

Pegando na equação 2.7, considerando que $B = F_\theta$, visto que o momento é aplicado em Θ e usando a equação da continuidade (2.19), já acima demonstrado define-se [8]:

$$\iint_{entrada} \rho_1 C_1 \cdot dA_1 = \iint_{saida} \rho_2 C_2 \cdot dA_2 \quad (2.19)$$

$$\iiint_{vc} r F_\theta \rho dV = \iint_{saida} (r_2 C_{\theta 2}) \rho_2 C_2 \cdot dA_2 - \iint_{entrada} (r_1 C_{\theta 1}) \rho_1 C_1 \cdot dA_1 \quad (2.20)$$

Se a espessura do canal do escoamento for suficientemente pequena, pode-se transformar a equação 2.20 em

$$\iiint_{vc} r F_\theta \rho dV = d\dot{m} (r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad (2.21)$$

Sabendo que F_θ representa a força do corpo da pá por unidade de massa e analisando o integral chega-se à conclusão que o termo esquerdo da equação 2.21 representa o binário aplicado.

O termo entre parênteses apresenta-se como a variação do momento angular do escoamento absoluto [8].

$$d\tau = d\dot{m}(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad (2.22)$$

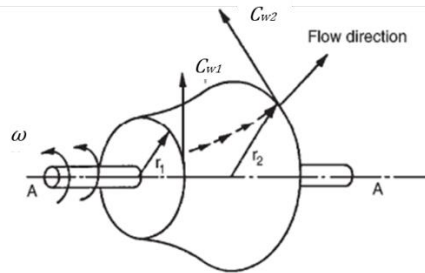


Figura 2.4 - Volume de controle para uma turbomáquina generalizado [5].

A taxa de variação de quantidade de movimento angular em torno do eixo de rotação é igual ao momento em torno do eixo de rotação de todas as forças externas de pressão e atrito aplicadas pelo rotor ao fluido

O veio tem uma velocidade angular constante, ω . A partir da figura 2.4 a potência desenvolvida é dada por:

$$W_{eixo} = \tau_{eixo} \omega = \dot{m} \omega (r_2 c_{w2} - r_1 c_{w1}) \quad (2.23)$$

Tendo em conta que $U = \omega r$ representa a velocidades de transporte à entrada e saída do canal do rotor, tem-se [7]

$$W = \dot{m}(U_2 c_{w2} - U_1 c_{w1}) \quad (2.24)$$

Denominado como equação de Euler para turbomáquinas. O seu valor poderá ser positivo ou negativo, consoante se esteja a analisar um compressor ou turbina, tal como se viu na equação da energia [5,8].

Como dito anteriormente a turbina será constituída com um compressor radial e uma turbina axial. Adaptando a equação de Euler ao compressor, visto tratar-se de um componente radial, à entrada tem $C_1 = C_{a1}$; $C_{w1} = 0$ e $C_{r1} = 0$. À saída $C_{w2} \approx U_2$. Utilizando a equação 2.24 e utilizando as considerações anteriores a fórmula aplicada ao compressor radial fica:

$$W = -\dot{m} U_2^2 \quad (2.25)$$

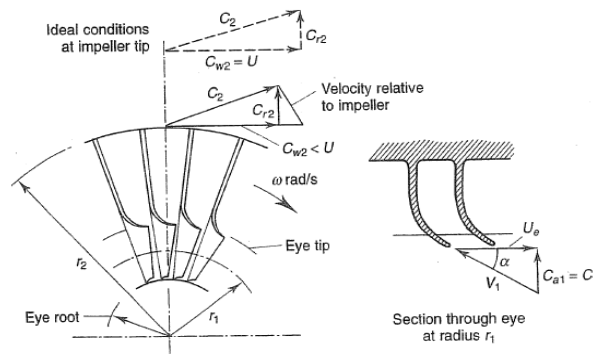


Figura 2.5 - Esquema do compressor radial [4].

Repetindo o mesmo raciocínio para a turbina axial, $r_1 = r_2 = r$, então

$$W = \dot{m}U(c_{w2} - c_{w1}) \quad (2.26)$$

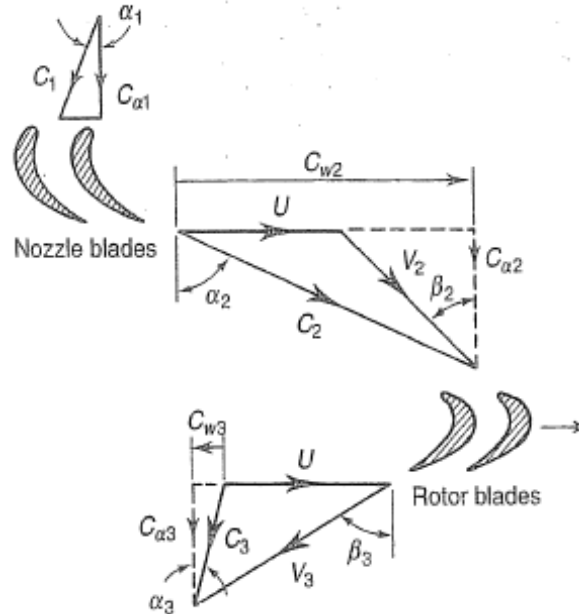


Figura 2.6 - Triângulo de velocidades da turbina [4]

2.3 Triângulo de velocidades

A interpretação de triângulos de velocidades torna-se essencial à análise de uma turbomáquina, como tal será dada uma pequena introdução dos mesmos. Ao longo do trabalho estas relações de velocidades irão aparecer várias vezes. Durante o escoamento, o fluido circula com uma certa velocidade. Quando embate com as pás da turbina este é forçado a alterar a sua trajetória.

De um modo resumido todas as variáveis que se podem aplicar são [4,5,7]:

- C_1, C_2 - velocidades absolutas do fluido à entrada e saída;
- $U_1, U_2, \equiv U$ - velocidades periféricas ou absolutas do rotor ou de transporte à entrada e saída
- V_1, V_2 - velocidade relativa do fluido (com relação à pá) à entrada e saída
- α_1, α_2 - ângulos que formam as velocidades absolutas com as respectivas velocidades periféricas; ângulos que formam as velocidades absolutas com a direção axial;
- β_1, β_2 - ângulos que formam as velocidades relativas com as direções negativas das respectivas velocidades periféricas; ângulos que formam as velocidades relativas com a direção axial;
- C_{w1}, C_{w2} - componentes periféricas, tangencial das velocidades absolutas;

- C_{m1} , C_{m2} - componentes meridionais das velocidades absolutas (iguais C_{a1} , C_{a2} nas turbomáquinas axiais e C_{r1} , C_{r2} nas radiais).

De notar ainda que $C=U+V$.

2.4 Métodos

Apesar de terem sido consultadas várias fontes bibliográficas relativas a turbinas e ao seu funcionamento foi, como ponto de partida para este trabalho, assumido a metodologia de projeto descrita no livro *Gas Turbine Theory* [4], por se mostrar o mais indicado para este tipo de turbinas: compressor radial e turbina axial, de um só andar.

Os princípios teóricos e dados empíricos em que a presente tese e baseia são apresentados detalhadamente nos capítulos 3, 4 e 5 do livro *Gas Turbine Theory* [4].

Impõe-se como limite uma velocidade de rotação, em termos de velocidade de transporte, definido pelos materiais que constituem a turbina. A partir disto, com temperaturas impostas e velocidades obtém-se turbinas geometricamente semelhantes. Será este o ponto mais importante que permitirá analisar as várias proporções obtendo resultados credíveis.

A partir das várias proporções escolhidas foram feitos todo os cálculos essenciais ao seu dimensionamento. Por exemplo, no estudo do primeiro caso, que é relativo ao compressor, foi feito um estudo do modo de funcionamento da peça em questão e de seguida os cálculos que levam ao seu funcionamento. Posteriormente recolheram-se os resultados, elaboraram-se gráficos e a partir disto é possível então tirar conclusões sobre qual a melhor geometria a optar. Este será o procedimento deste trabalho. A presente tese será composta por vários capítulos, cada um deles referente a uma zona de estudo da turbina. Será apresentado um fluxograma no início de cada capítulo sobre áreas a estudar, de modo a facilitar a compreensão de como elas se podem caracterizar, nomeadamente a nível de pressões, temperatura e dimensões. De seguida, dentro de cada capítulo representante de cada zona um exemplo dos cálculos que foram efetuados e, no final, apresentação de gráficos com os resultados das várias opções calculadas com respetivas justificações. Deste modo, torna-se acessível a perceção de como cada zona pode ser trabalhada e no final a comparação dos vários resultados.

3 Resultados

3.1 Turbina a estudar

A turbomáquina em estudo terá apenas um andar e será composta pelas seguintes partes (fig. 3.1): tubeira de admissão (0-1), compressor radial (1-2), difusor (2-3), câmara de combustão (3-4), turbina axial que se divide no estator (4-5) e rotor (5-6) e, por último, cone de saída/escape dos gases (6-7).

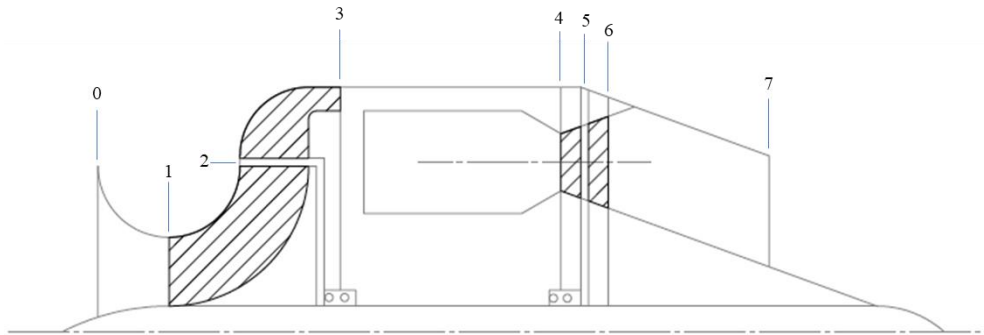


Figura 3. 1- Representação simplificada da turbina.

Considerou-se como hipótese inicial e modelo de estudo padrão um diâmetro máximo da turbina (ϕ_3), de trezentos milímetros (300 mm). As relações geométricas entre a câmara de combustão e o compressor traduz-se no valor de $0.5 \left(\frac{\phi_{1e}}{\phi_{3e}} \right)$, entre o veio $0.2 \left(\frac{\phi_{1i}}{\phi_{3e}} \right)$ e entre o difusor $0.7 \left(\frac{\phi_2}{\phi_{3e}} \right)$. Tem-se então:

$$\phi_{3e} = 0.3 \text{ m}$$

$$\frac{\phi_{1e}}{\phi_{3e}} = 0,5 \Leftrightarrow \phi_{1e} = 0,15 \text{ m}$$

$$\frac{\phi_{1i}}{\phi_{3e}} = 0,2 \Leftrightarrow \phi_{1i} = 0,06 \text{ m}$$

$$\frac{\phi_2}{\phi_{3e}} = 0,7 \Leftrightarrow \phi_2 = 0,21 \text{ m}$$

Esta hipótese será o elemento base ao estudo da turbina. Tem-se juntamente a estas proporções valores de projeto que foram assumidos, retirados da publicação *Gas turbines theory*, considerou-se os seguintes parâmetros [4]:

- Velocidade de entrada do ar na tubeira, $C_1=150 \text{ m/s}$
- Velocidade máxima de transporte no compressor, $U_{MAX}= 450 \text{ m/s}$
- Velocidade na câmara de combustão, $C_3=90\text{m/s}$

- Temperatura máxima admitida na câmara de combustão, $T_{im}=1300K$

Supõe-se que a turbina estará sob um ambiente controlado, como tal, apresentará as seguintes condições ambientais [4,9]:

- Velocidade da turbina (estará segura a um apoio) $C_a = 0$ m/s
- Temperatura ambiente, $T_a = 288,15$ K
- Pressão ambiente $P_a = 1,0135$ bar
- Propriedade do ar, constante do gás á temperatura ambiente, $R = 0,287$ KJ/Kg.K

Segue-se por fim os rendimentos isentrópicos [4]:

- Tubeira, $\eta_{tub} = 0.93$
- Compressor, $\eta_{comp} = 0.78$
- Transmissão mecânica, $\eta_{tr.mec} = 0.99$
- Turbina, $\eta_{turb} = 0.90$
- Combustão, $\eta_{comb} = 0.98$
- Tubeira propulsora, $\eta_{jacto} = 0.95$

A partir deste modelo serão feitas alterações que serão divididas em três partes. O primeiro caso aplica-se ao tamanho do compressor (ϕ_{1e}), mantendo todos os outros parâmetros bloqueados, ou seja, jogar com a relação $\frac{\phi_{1e}}{\phi_{3e}}$. O segundo estudo remete à dimensão da zona das pás da turbina (ϕ_4 , ϕ_5 e ϕ_6), análise dos esforços e tensões aplicadas, de modo a compreender qual a melhor solução construtiva envolvendo a dimensão das pás, temperatura máxima admissível nesta secção e que impacto terão os resultados no desempenho da máquina. O terceiro e último caso remete à dimensão do difusor (ϕ_2) que irá delimitar a passagem de ar para a camara de combustão, o estudo será feito até ao estrangulamento da passagem de modo a perceber quais serão as consequências da manipulação deste canal. Na escolha de vários diâmetros da turbina e análise das suas proporções apenas se torna viável pelo facto de usar sempre o mesmo critério de velocidade de transporte (U_{max}) para todos os casos. De notar que com este critério de manter U_{max} , para turbinas a gás com diferentes diâmetros, mas iguais proporções geométricas, $\frac{\phi_{1e}}{\phi_{3e}}$, $\frac{\phi_{1i}}{\phi_{3e}}$ e $\frac{\phi_2}{\phi_{3e}}$ se obtém turbinas geometricamente semelhantes [4,5].

3.2 1º Caso de estudo – compressor

3.2.1 Fluxograma

Esta primeira parte envolve as seguintes zonas da turbina: tubeira, compressor e escape. As duas primeiras áreas controlam a entrada de ar e a última o impacto que se vai ter na força de impulso. Os respetivos fluxogramas encontram-se abaixo:

Tubeira:

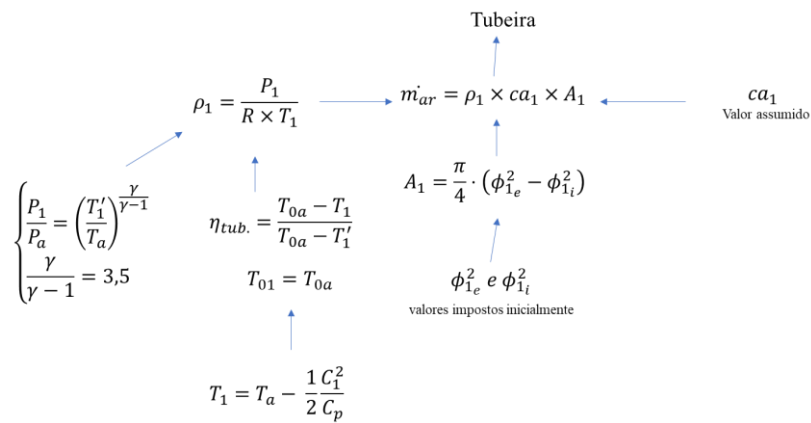


Figura 3.2 - Fluxograma da Tubeira [4].

Compressor:

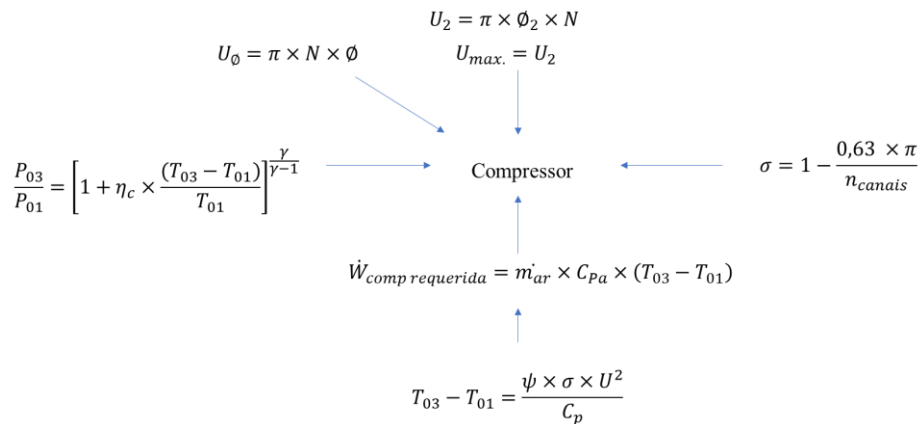


Figura 3.3 - Fluxograma do Compressor [4, 13].

Escape:

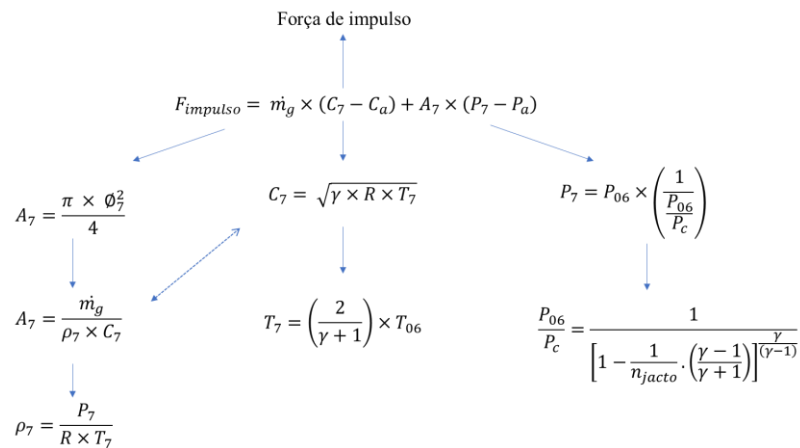


Figura 3.4 - Fluxograma do Escape [4].

3.2.2 Funcionamento

O que “alimenta” a turbina é fluido motriz, que neste caso é o ar exterior. A entrada de ar está interligada com o compressor, que tem o objetivo de comprimir o ar de modo a admitir o maior volume possível para o interior da câmara de combustão [5]. Espera-se então que quando maior for o volume de ar que entra para a turbina, maior será força da máquina. No entanto, existe a limitação do tamanho da turbina, de ϕ_{3e} . Assim o foco deste estudo é perceber quanto ar se consegue providenciar à máquina.

Tal como foi dito anteriormente, o compressor será radial. Consiste essencialmente num invólucro estacionário contendo um *impeller* rotativo que confere uma elevada velocidade ao ar. É constituído por um certo número de passagens divergentes fixas em que o ar é desacelerado fruto do aumento da pressão estática. O ar é sugado pelo centro do *impeller* e gira em alta velocidade pelas palhetas no disco do rotor [4,15].

Uma turbomáquina pode possuir vários andares de compressores e turbinas [15]. Visto que a queda ou subida de pressão, ou entalpia, por cada andar é limitado, com a introdução de uma serie de vários andares é possível atingir altas taxas de pressão ou alta saída de energia. [8]

Torna-se importante identificar os diferentes processos físicos que ocorrem nas pás antes de partir para a análise da máquina, de modo a compreender melhor o seu funcionamento.

Considera-se como exemplo de estudo um compressor radial. O processo de escoamento no compressor radial é mostrado na figura 3.5, A entalpia e a entalpia de estagnação, tal como acontece com a temperatura e pressão aumentam ao longo do rotor. O difusor difunde o ar de alta velocidade e aumenta ainda mais a pressão estática e a temperatura, enquanto as propriedades de estagnação mantêm-se praticamente iguais. De modo a aumentar a eficiência do compressor deseja-se que o aumento de pressão no rotor seja o maior possível [8,15].

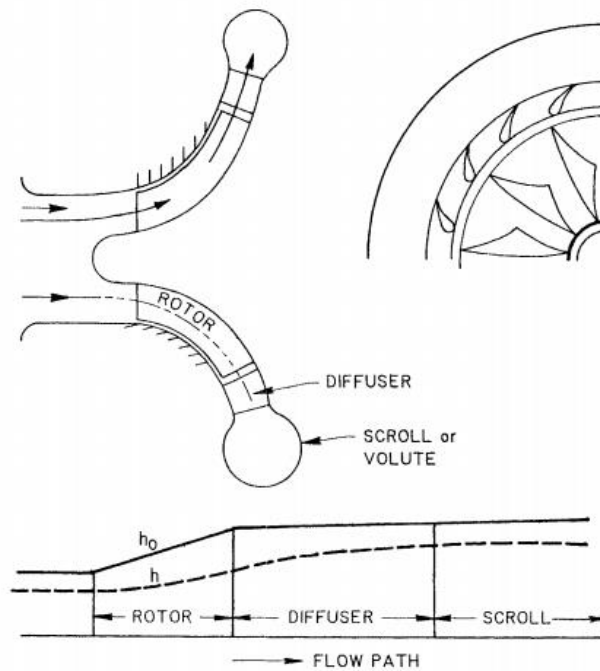


Figura 3.5 - Escoamento no compressor (variação de P_0 e T_0 semelhantes a h_0 ; P e T semelhantes a h) [8]

3.2.3 Valores obtidos

O objetivo de alterar a dimensão da entrada de ar, ϕ_{1e} , prende-se com a vontade de aumentar a força de impulso, como tal será aumentar também a dimensão de ϕ_{1e} .

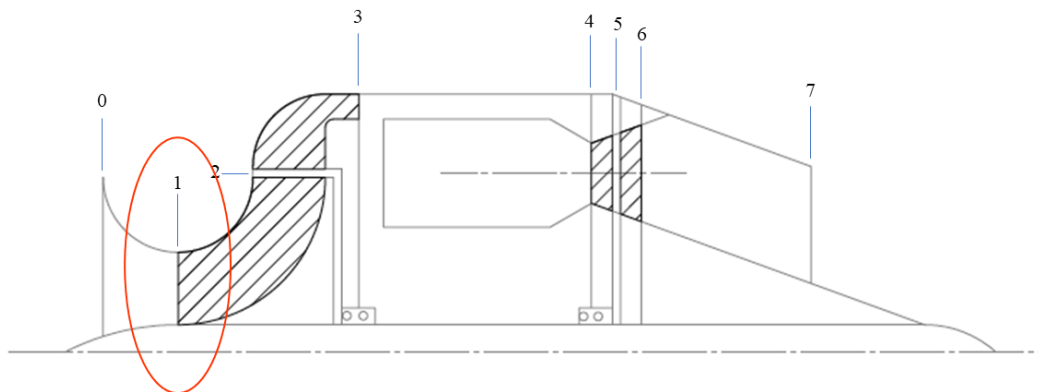


Figura 3.6 - Zona de estudo – compressor.

Tendo em conta o projeto inicial da turbina com as proporções iniciais, a alteração de ϕ_{1e} e força de impulso que se pretende analisar só se vai manifestar pelas equações representadas no fluxograma seguinte. [4]

$$F_{impulso} = \dot{m}_g \times (C_7 - C_a) + A_7 \times (P_7 - P_a)$$

$$A_7 = \frac{\dot{m}_g}{\rho_7 \times C_7}$$

De notar que não há alterações em termos de pressão, temperatura e velocidades logo o que irá influenciar este parâmetro será a A_7 e \dot{m}_g

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a(1 + f)$$

$$\dot{m}_a = \rho_1 \times c_1 \times A_1$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_{1e}^2 - \phi_{1i}^2)$$

Deste modo é fácil perceber a implicação que há em aumentar a secção de entrada. No entanto há algumas limitações, pois as dimensões da câmara de combustão estão fixas, ou seja, a certo ponto a turbina não tem capacidade de escoar todo o ar que entra pela tubeira, que se traduz num aumento da câmara de combustão, para um valor superior a ϕ_{3e} .

Foram calculados os pontos limite, ou seja, o momento em que ϕ_{1e} fica bloqueado e como é que a força de impulso varia até esse mesmo instante. Descobriu-se então que quando este chegava ao valor de ϕ_2 , a entrada de ar na camara de combustão fica bloqueada. Esta não tem dimensão suficiente que permita a passagem de ar para a camara de combustão. Esta conclusão foi conseguida quando, a partir do ar que entra na máquina, no seguimento do cálculo do funcionamento integral da turbina, se veio a constatar que era preciso uma camara de combustão com diâmetro superior ao que era imposto, ou seja, de 0.3 metros. As equações que comprovam a constrição da passagem do fluido motriz para a camara de combustão são as seguintes [4]:

$$\phi_{3i} = \sqrt{\phi_{3e}^2 - \frac{4}{\pi} \times A_3} \quad (3.1)$$

$$h_3 = \frac{\phi_{3e} - \phi_{3i}}{2} \quad (3.2)$$

Na primeira equação 3.1 obteve-se um diâmetro interior da camara de combustão/saída de difusor superior a 0.3 metros e, na 3.2, o valor torna-se impossível devido à primeira.

Do mesmo modo, fez-se uma análise de como seria a respetiva variação do crescimento da força de impulso com alterações da temperatura limite suportada na câmara de combustão.

Observou-se que quanto menor a temperatura, menor o declive de crescimento da propulsão. Tudo isto pode ser observado nos gráficos seguintes.

Como gráfico principal a este estudo tem-se a relação do tamanho de ϕ_{1e} com a variação da força, isto por ser o resultado que mais se destaca com a alteração desta proporção.

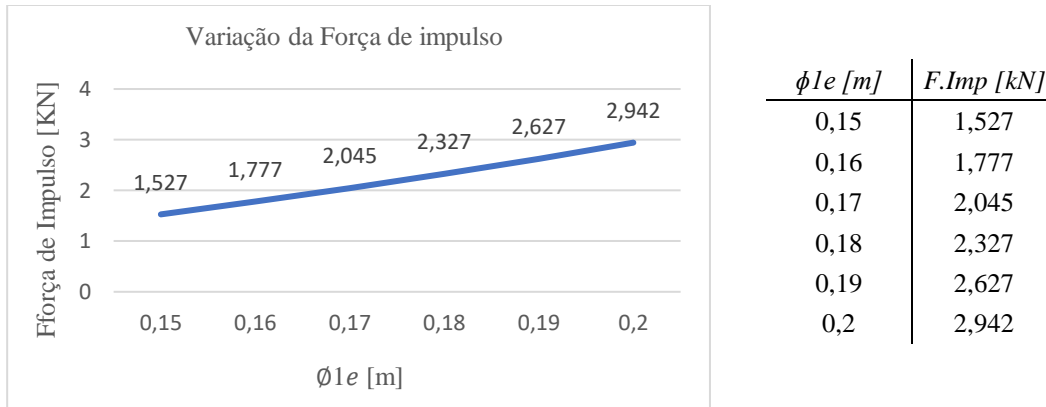


Figura 3.7 - Variação da força de impulso.

Pode-se então observar-se que quanto maior o diâmetro de entrada, mais entrada de ar que está inteiramente ligada ao aumento da força de impulso, quando mais ar, mais combustão, maior força de impulso na turbina.

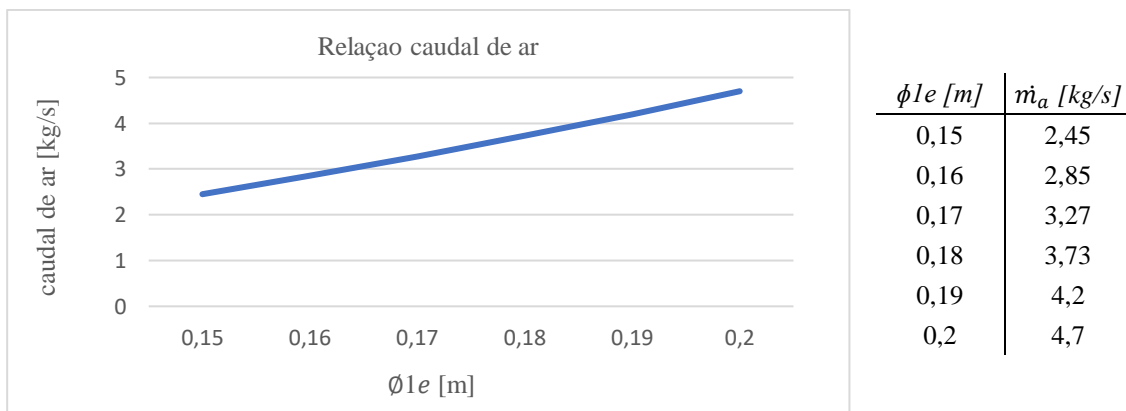


Figura 3.8 - Relação caudal de ar.

Sendo o compressor o primeiro componente da turbina, com o estudo de alterar o diâmetro da entrada da mesma, o compressor será diretamente afetado com as modificações feitas, nomeadamente no valor do seu trabalho. O seguinte gráfico mostra os resultados obtidos.

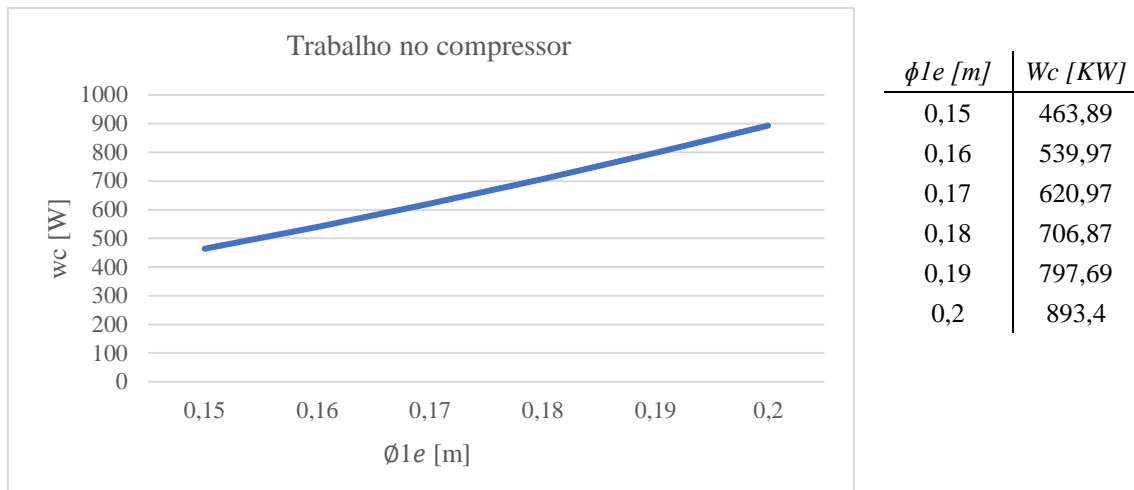


Figura 3.9 - Trabalho no compressor.

Tem-se então no final a relação de temperatura com a força de impulso. Sabe-se que o ciclo da turbina é um processo termodinâmico, como tal, a influencia da temperatura é essencial ao modo de operação da máquina. A eficiência do ciclo ideal é em função da razão de pressão apenas, enquanto a razão de trabalho e, portanto, a suscetibilidade dos ciclos a irreversibilidades, depende também de T_1 e T_3 . A eficiência da turbina dependerá, portanto, dessas temperaturas e da taxa de pressão. Espera-se que T_1 deva ser o mais baixo quanto possível e T_3 tão alto quanto possível. [4.8] Na prática T_1 é limitado pela temperatura ambiente e T_3 é fixo pelo limite metalúrgico. Neste caso, a temperatura limite suportada pela turbina será 1300 K. Estudou-se como seria nesse caso a evolução da força de impulso, com diferentes diâmetros de entrada de ar variando, ao mesmo tempo, a temperatura.

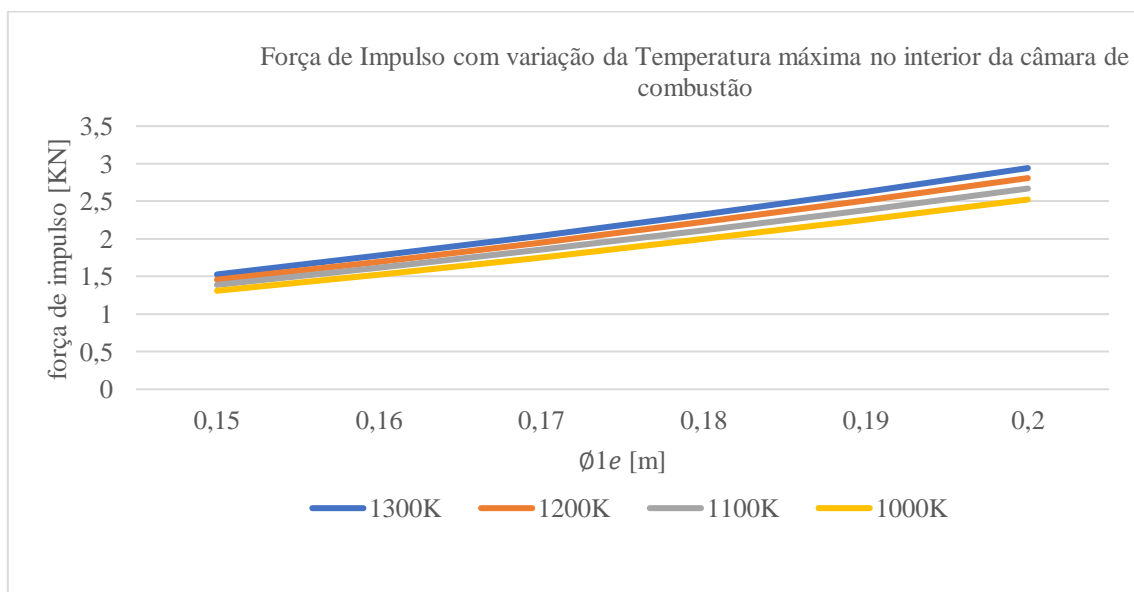


Figura 3.10 - Força de impulso com variação da Temperatura.

Tabela 3.1 - Força de Impulso com variação de temperatura a diferentes tamanhos do compressor.

ϕ_{1e} [m]	Força de Impulso [kN]			
0,15	1,527	1,458	1,389	1,31
0,16	1,777	1,697	1,614	1,525
0,17	2,045	1,952	1,856	1,754
0,18	2,327	2,223	2,113	1,997
0,19	2,627	2,508	2,384	2,253
0,2	2,942	2,809	2,67	2,524
Temperatura [K]	1300	1200	1100	1000
declive:	28,30571	27,02571	25,63429	24,27714

É evidente o impacto da temperatura na força de impulso. Quanto maior a temperatura e maior o diâmetro de ϕ_{1e} , maior será a força de impulso.

O parâmetro da temperatura estará presente como hipótese de estudo nos seguintes casos devido à sua importância no ciclo da turbina.

3.3 2º Caso de estudo – turbina axial

3.3.1 Fluxograma

O seguinte estudo refere-se ao diâmetro médio das pás da turbina, \varnothing_m . Envolve as seguintes zonas da turbina: o estator (4-5) e rotor (5-6).

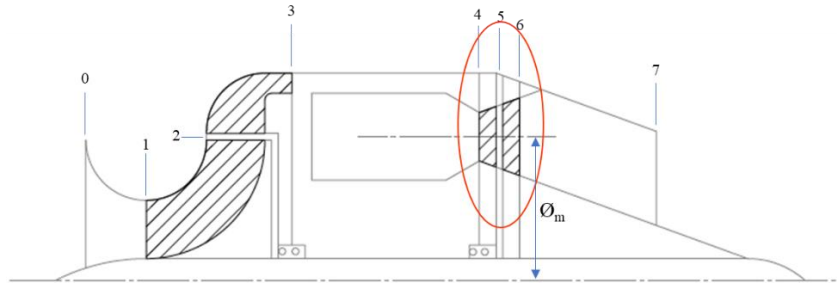


Figura 3.11 - Zona de estudo – turbina.

Os fluxogramas serão apresentados a seguir. De seguida, no capítulo de resultados um exemplo de cálculo, visto ser mais complexo que o caso anterior. Este caso irá ter implicações diretas nas pás da turbina, ângulos de ataque e tensões. Em certos casos as pás não irão aguentar. Posto isto, no final serão apresentados os vários resultados para as várias opções de estudo.

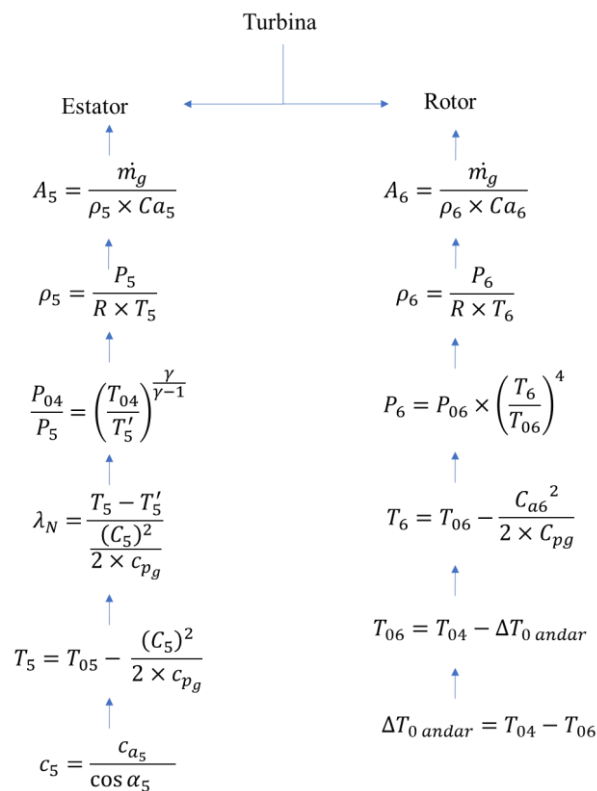


Figura 3.12 - Fluxograma turbina. [4]

3.3.2 Funcionamento

A abordagem mais simples para o estudo da turbina de fluxo axial é assumir que as condições de fluxo predominantes nos raios médios representam totalmente o fluxo de todos os outros raios [5].

Na turbina axial o fluido de alta pressão e alta temperatura colide com um conjunto de lâminas. A passagem do fluido é convertida em energia mecânica pela rotação das pás. A pressão de estagnação e temperatura, bem como todas as propriedades mudam conforme o fluido passa pelas lâminas de rotação [8]. Ou seja, tem-se o contrário do compressor.

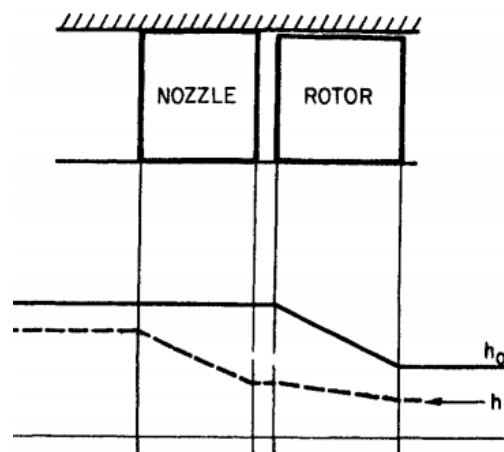


Figura 3.13 - Escoamento na turbina (variação de P_0 e T_0 semelhantes a h_0 ; P e T semelhantes a h) [8].

As propriedades de estagnação descem quando a passagem no rotor, enquanto que as estáticas sofrem logo alterações mal entram em contacto com o estator. Quanto menor a queda de pressão, temperatura e entalpia, maior a eficiência terá a turbina.

O fluido motriz entra a uma pressão elevada e adquire energia cinética ao ser expandido até uma pressão inferior na coroa de tubeiras fixas da turbina. O escoamento do fluido motriz sofre então uma variação de quantidade de movimento ao passar através dos canais entre as pás fixas ao rotor, e a variação da sua componente da quantidade de movimento na direção tangencial ao círculo de rotação tem como resultado o binário aplicado ao veio.

Uma turbina axial compreende uma fileira de pás fixas, denominado de estator, e uma fileira de pás móveis, rotor [5,7].

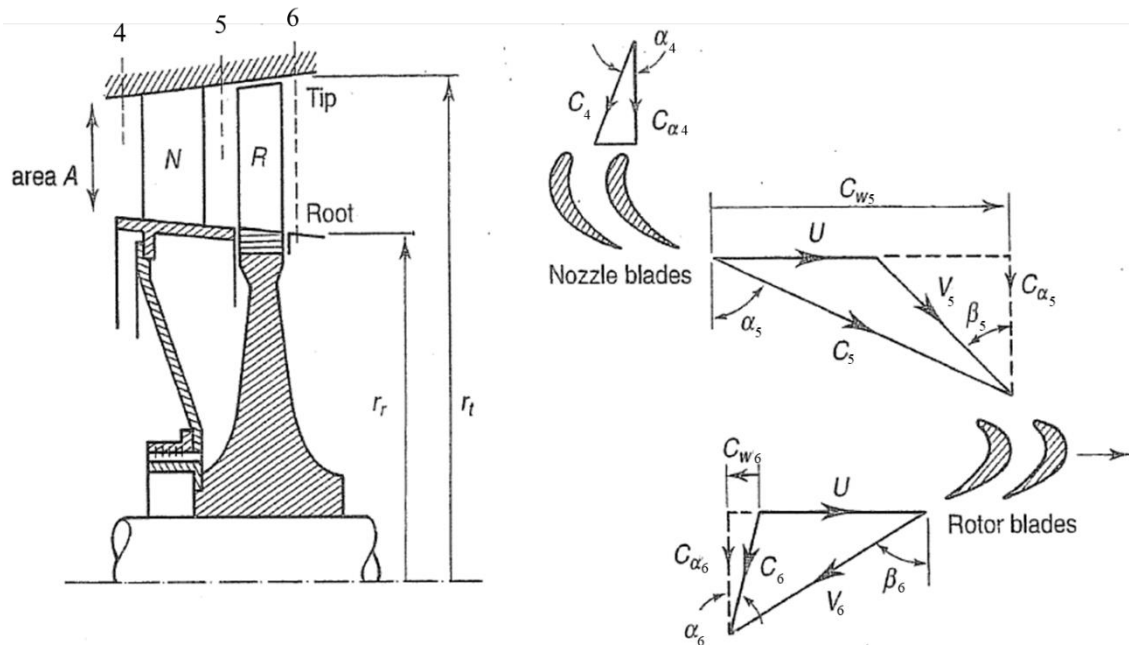


Figura 3.14 - Representação das pás da turbina [4].

A figura 3.14 mostra os triângulos de velocidade de uma turbina de fluxo axial e a nomenclatura empregada. O gás entra na linha de lâminas do bocal com pressão estática e temperatura P_4 e T_4 e uma velocidade C_4 . É expandido para P_5 , T_5 sai com um aumento de velocidade C_5 e um ângulo α_5 . O ângulo de entrada da pá do rotor será escolhido para se adequar à direção β_5 da velocidade do gás V_5 em relação à lâmina na entrada. β_5 e V_5 são encontrados pela subtração vetorial da velocidade da lâmina U da velocidade absoluta C_5 . Depois nas passagens da pá do rotor, o gás sai em P_6 , T_6 com velocidade relativa V_6 no ângulo β_6 . a adição vetorial de U produz a magnitude e a direção da velocidade do gás na saída da turbina, C_6 e α_6 [4].

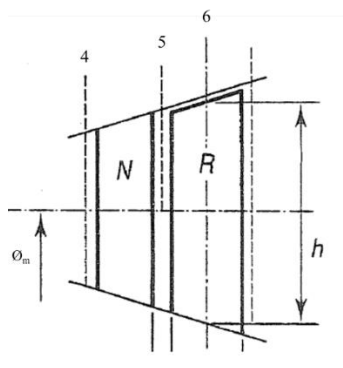


Figura 3.15 - Diâmetro médio da turbina. [4]

Tal como foi referido acima, o valor a manipular neste caso será o diâmetro medio das pás da turbina (fig. 3.15). Para tal terá que ser feito um estudo paramétrico da turbina que obrigará a analisar as seguintes condições [4,7]:

- Velocidade de transporte média: $U_{med} = \pi \times \phi_{med} \times N$ (3.3)

- Coeficiente de caudal: $\varphi = \frac{C_a}{U_{méd}}$ (3.4)

- Ângulos das pás: $\tan \beta_6 = \frac{1}{\varphi}$ (3.5)

- Coeficiente de salto entálpico: $\psi = \frac{2 \times C_{pg} \times (T_{04} - T_{06})}{U_{méd}^2}$ (3.6)

- Grau de reação: $\Lambda = \frac{1}{2} \times [2 \times \varphi \times \tan \beta_6 - \frac{1}{2} \times \psi]$ (3.7)

De notar que existe uma certa particularidade quanto ao grau de reação, pois dependendo do seu valor, este irá influenciar o modo de funcionamento da máquina. Diversos resultados poderão ser vistos mais a frente. Existem várias definições para o grau de reação de uma turbina, se é de impulso ou de reação. A definição clássica é dada como a razão entre a queda de pressão estática no rotor e a queda de pressão estática no percurso do conjunto da turbina (rotor e estator). [5] No entanto, torna-se mais útil definir o grau de reação com a queda de entalpia, em vez de pressão, devido à “geometria do percurso do fluido” [5].

Quando o grau de reação toma um valor próximo de zero ($\Lambda = 0$) está-se presente uma turbina de impulso que pode ser descrita pela seguinte imagem (fig 3.16) [5,7]. Isto é, perda de pressão ocorre no estator.

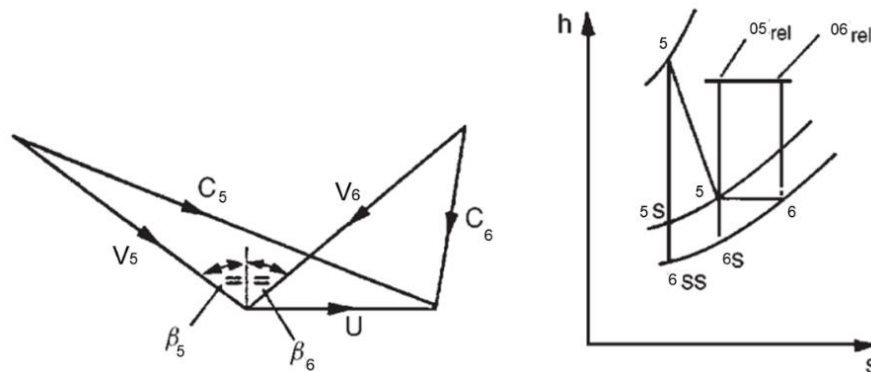


Figura 3.16 - Diagrama de velocidade e Mollier para uma turbina de impulso [5].

Quando o valor é próximo de 0.5 ($\Lambda = 0.5$) a turbina será de reação (fig 3.17) e seu modo de funcionamento será diferente. [7] A queda de pressão será dividida e não integral como no caso anterior. Ou seja, a perda de pressão ocorre de igual forma do rotor e no estator

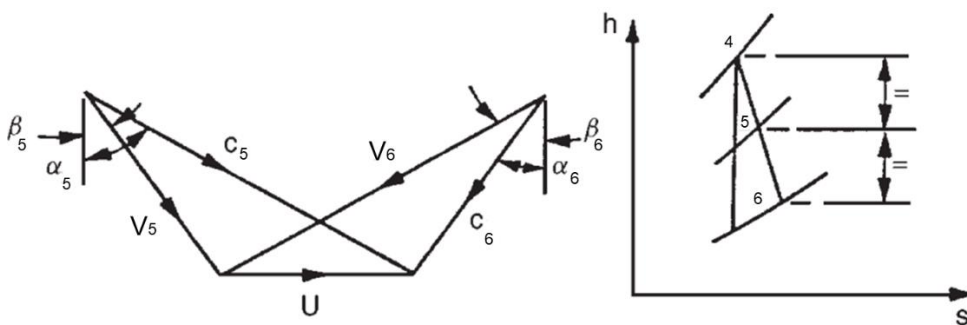


Figura 3.17 - Diagrama de velocidade e Mollier para uma turbina de reação [5].

As turbinas de reação poderão variar os seus valores entre 0.2 a 0.7. No entanto, terá que se ter atenção à construção das laminas da turbina, de modo a providenciar uma forma aceitável para o material escolhido, superar as tensões impostas e que seja economicamente sustentável a nível industrial a sua produção [8].

3.3.3 Valores obtidos

Começou-se por obter resultados a partir de valores considerados pelas medidas e características “standart” da turbina escolhida. O diâmetro médio das pás da turbina toma um valor de 0,2 metros, $\varnothing_m=0.2$ m, com limite térmico metalúrgico de 1300K, imposto pela liga Ni-Cr-Co, escolhida para este projeto [4]. Relembrar que o valor a manipular neste estudo será \varnothing_m . No entanto, no decorrer deste capítulo outro valor será manipulado, a temperatura limite, de modo a contornar as tensões aplicadas nas pás da turbina, possibilitando assim o funcionamento sustentável da máquina.

Considerou-se quatro opções de estudo: opção 1, $\varnothing_m=0.2$ m; opção 2, $\varnothing_m=0.25$ m; opção 3, $\varnothing_m=0.17$ m e, por último, opção 4, $\varnothing_m=0.145$ m.

Na primeira opção a turbina comporta-se como uma turbina de reação. O grau de reação toma o valor de 0.49, sendo assim um bom caso de estudo neste modo de funcionamento. A opção dois surgiu com o intuito de perceber como é que a turbina se comporta quando se aumenta demasiado o diâmetro médio, ficando a poucos centímetros do limite do tamanho escolhido. A opção três contraria a segunda, quis-se diminuir \varnothing_m para compreender se havia uma relação direta de contradição à opção anterior. Por último, segue-se a opção quatro com o mesmo raciocínio de oposição à primeira. Neste caso calculou-se qual seria o diâmetro medio possível para se obter uma turbina de impulso, ou seja, quando o grau de reação é o mais próximo possível de zero. Conseguiu-se um valor de 0.03 para um diâmetro medio de 0.145 metros, a opção 4.

De notar que esta zona de estudo é a que fornece poder à máquina, o seu funcionamento implica que as pás da turbina fiquem sujeitas a condições adversas nomeadamente altas temperaturas, altas rotações, entre outros. Cohen publicou na sua obra um diagrama que permite relacionar tensões nas pás da turbina provenientes dos fenómenos de flexão e centrifugação, juntamente com diferentes temperaturas [4]. O seguinte diagrama foi obtido analisando várias informações sobre a fadiga dos materiais, por exemplo, através dos diagramas de Gerber e a partir da recolha de vários dados de turbinas existentes.

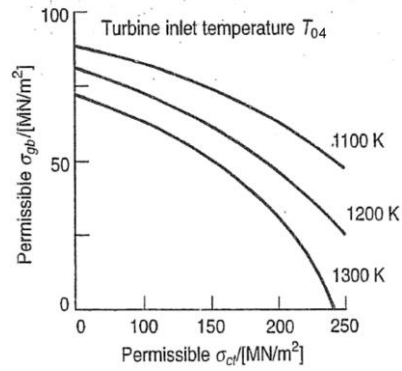


Figura 3.18 - Relação de tensões com diferentes temperaturas. [4]

Deste modo possibilita assim uma análise à integridade da turbina a planear. Como se pode ver na imagem existem três temperaturas de estudo, 1300K, 1200K e 1100K. Com o objetivo de completar o estudo feito às pás da turbina considerou-se as opções anteriormente referidas para cada temperatura, alargando assim a gama de resultados. Pode então ser visto de seguida os valores obtidos.

A partir das equações 3.3 a 3.7 inicia-se o estudo com um diâmetro medio de 0.2 metros e temperatura limite de 1300K, em que se obteve os seguintes valores:

Tabela 3.2 - valores do estudo paramétrico da turbina (opção standard).

$\varnothing_m [m]$	0,2
$U_{méd} [m/s]$	428,5
φ	0,525
$\tan \beta_6$	1,9
$\beta_6 [^\circ]$	62,3
ψ	2,045
Λ	0,49

Seguiu-se o cálculo dos restantes ângulos das pás da turbina de modo a possibilitar a construção do triangulo de velocidades

$$\tan \beta_5 = \frac{1}{2 \times \varphi} \left(\frac{1}{2} \times \psi - 2 \times \Lambda \right) \quad (3.8)$$

$$\beta_5 = 2.164^\circ$$

$$\tan \alpha_5 = \tan \beta_5 + \frac{1}{\varphi} \quad (3.9)$$

$$\alpha_5 = 62,7^\circ$$

Considerou-se $\alpha_6 = 0^\circ$ de modo a minimizar as perdas no tubo do jato devido ao efeito “swirl”. Por norma este angulo deve ser sempre inferior a 20° [4]

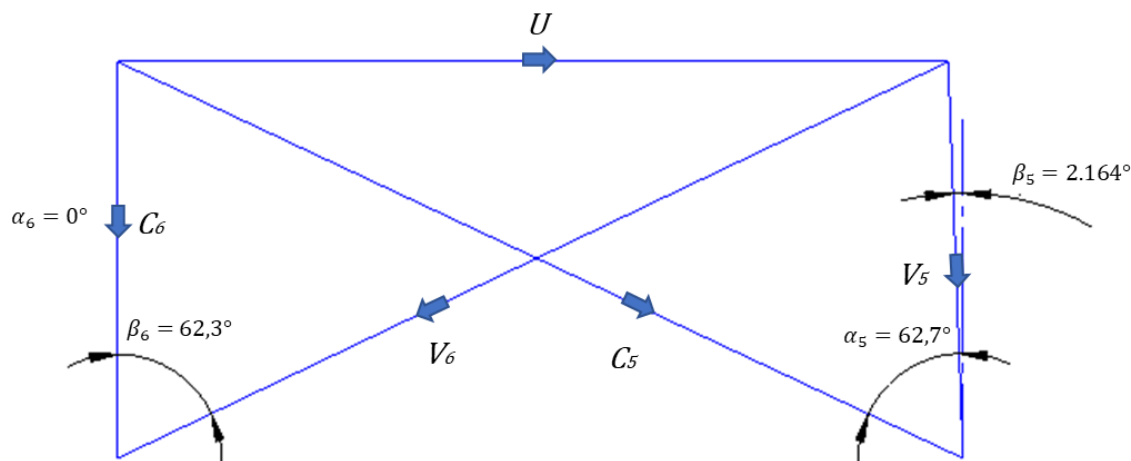


Figura 3.19 - Triângulo de velocidades para $\Phi_m=0.2m$.

Partiu-se então para o dimensionamento do rotor e estator:

Tabela 3.3 - Dimensões estator e rotor para $\Phi_m=0.2m$.

Secção	4	5	6
Área [m ²]	0,01069	0,01332	0,017185
Altura da pá [m]	0,01702	0,021205	0,02735
raio topo [m]	0,1085	0,110603	0,13675
raio raiz [m]	0,09148	0,089398	0,086325

$$\begin{cases} h = \frac{Area}{2 \times \pi \times r_{med}} \\ r_{topo} = r_{med} + \frac{h}{2} \\ r_{raiz} = r_{med} - \frac{h}{2} \end{cases}$$

Apos o estudo paramétrico estar feito, segue-se para o cálculo de tensões que as pás da turbina estão sujeitas. As tensões estudadas são referentes a momentos de flexão e centrifugação. Quando a velocidade rotacional é especificada, a tensão centrífuga permitida coloca um limite na área anular. Para cálculos preliminares de projeto, é suficientemente preciso supor que o cone reduz a tensão para 2/3 do valor de uma lâmina não tencionada [4]. Portanto,

$$(\sigma_{ct})_{max} \simeq \frac{4}{3} \pi N^2 \rho_b A \quad (3.10)$$

define o cálculo da tensão centrífuga. N representa o número de rotações do rotor. Como este tem uma relação direta com o compressor, será o número de rotações por segundo do mesmo. ρ_b define a massa volúmica da liga escolhida que compõe a turbina, que neste caso terá um valor de 8000 kg/m³ [4]. Obtém-se o valor de A a partir da média da área da secção 5 e 6.

Para a opção atual de estudo o valor calculado foi de $(\sigma_{ct})_{max} \simeq 242 \text{ MN/m}^3$.

A força decorrente da mudança no momento angular do gás na direção tangencial produz binário, mas também um momento de flexão de gás em torno da direção axial. Resolvendo estes momentos de flexão em componentes que atuam em torno dos eixos principais da seção transversal da pá, as tensões máximas podem ser calculadas através de um método apropriado

para seções assimétricas. Uma pá torcida e cônica deve ser dividida em tiras de altura δh e os momentos fletores calculados a partir da força média que atua em cada tira [4.9]. No entanto, uma aproximação útil para fins de projeto preliminar é fornecida por

$$(\sigma_{gb})_{max} \simeq \frac{\dot{m}(C_{w5m} + C_{w6m})}{n} \times \frac{h}{2} \times \frac{1}{zc^3} \quad (3.11)$$

Uma das particulares desta fórmula é o coeficiente z . Proveniente da inercia da pá da turbina que, a partir do trabalho feito por Ainley, pode ser simplificado através do seguinte diagrama. [3]

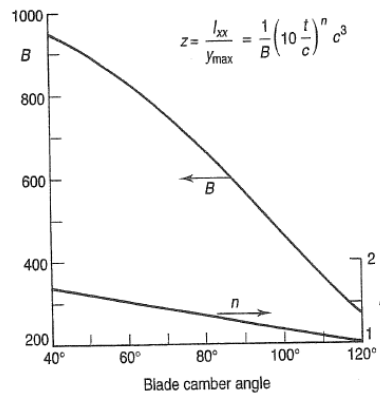


Figura 3.20 - Diagrama de aproximação para o cálculo de tensões [3].

n representa o número de pás do rotor, h a altura da pá e $\dot{m}(C_{w5m} + C_{w6m})$ equivale a $\dot{m}C_a(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3)$, simplificando assim a equação. c obteve-se através de um método de desenho geométrico de pás, que será apresentado em anexo [2,4]. Posto isto e realizando todos os cálculos inerentes resulta uma tensão derivado da flexão das pás de $(\sigma_{gb})_{max} \simeq 10.2 \text{ MN/m}^3$.

Chega-se então ao final da análise de tensões das pás. Utilizando o diagrama de tensões é possível ver se as pás vão aguentar o funcionamento da turbina.

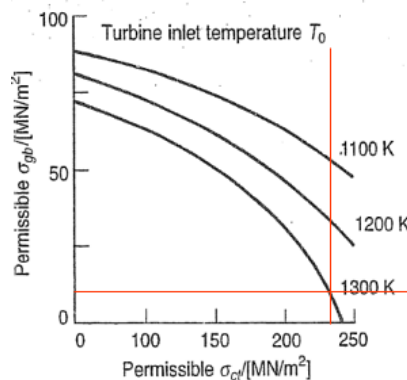


Figura 3.21 - Tensões nas pás da turbina a 1300K e $\Phi m=0.2m$.

Nestas condições (diâmetro medio de 0.2 metros com temperatura limite de 1300K) a turbina apresenta um funcionamento que está no limite da sua capacidade. Caso esta turbina fosse

projetada certamente teria menos horas de voo que o esperado, pois as suas pás não iriam resistir as tensões impostas no decorrer do tempo previsto, 10 000 horas [4]

Realizando todos os cálculos necessários para os outros diâmetros médios a 1300K obteve-se os seguintes resultados:

Tabela 3.4 - Estudo paramétrico da turbina a 1300K.

	1300K											
\varnothing_m [m]	0,2			0,25			0,17			0,145		
$U_{méd}$ [m/s]	428,5			535,7			364,285			310,71		
φ	0,525			0,42			0,617			0,724		
$\tan \beta_6$	1,9			2,38			1,619			1,38		
β_6 [°]	62,3			67,2			58,3			54		
ψ	2,045			1,305			2,82			3,88		
Δ	0,49			0,674			0,29			0,02987		
β_5 [°]	2,16			-39,6			35,67			52,4		
α_5 [°]	62,76			57,24			66,36			69,5		
Secção	4	5	6	4	5	6	4	5	6	4	5	6
Área [m ²]	0,011	0,013	0,017	0,011	0,012	0,017	0,011	0,015	0,017	0,011	0,016	0,017
Altura da pá [m]	0,017	0,021	0,027	0,014	0,016	0,022	0,020	0,027	0,032	0,023	0,036	0,038
Raio topo [m]	0,109	0,111	0,114	0,132	0,133	0,136	0,950	0,099	0,101	0,084	0,091	0,091
Raio raiz [m]	0,091	0,089	0,086	0,118	0,117	0,114	0,075	0,071	0,069	0,061	0,054	0,054
$(\sigma_{ct})_{max}$ [MN/m ³]	242			229,7			247,2			261,9		
$(\sigma_{gb})_{max}$ [MN/m ³]	10,2			7,7			25,4			-		
Triângulo de velocidades												
Força de Impulso [N]	1527											

Após a análise destes dados destacam-se alguns valores que merecem especial atenção pois são os que mais influenciam as variações de comportamento da turbina. $U_{méd}$ tem uma relação direta com o diâmetro medio das pás da turbina, quanto menor \varnothing_m menor será a velocidade de transporte média. A causa esta na altura das pás que é inversamente proporcional ao diâmetro médio. A velocidade reduz/aumenta quando a altura das pás aumenta/reduz, respetivamente.

O grau de reação dita completamente o tipo de turbina a projetar. É possível ver então que a partir da manipulação da proporção geométrica das pás se consegue manipular o modo de funcionamento de uma turbina. Ou seja, pode-se alternar entre uma turbina de reação ($\varnothing_m = 0.2m$) ou impulso ($\varnothing_m = 0.145m$) apenas pela manipulação do tamanho das pás. Este fenómeno pode ser observado na representação dos triângulos de velocidades. Pelos exemplos de triângulos dados anteriormente aquando da explicação do grau de reação é possível ver as parecências com os

triângulos obtidos no estudo realizado. Os triângulo de velocidade foram também uma ferramenta importante de confirmação e discussão de resultados pois a partir da sua representação é possível confirmar se as relações de velocidades e ângulos são coerentes. Caso exista algum erro, torna-se inviável a representação do mesmo.

De todos os valores referidos destaca-se o mais importante que são os de tensão provenientes da flexão e centrifugação. São estes que ditam se a projeção da turbina é praticável ou não. Para melhor compreensão dos mesmos, relacionando ao mesmo tempo com a alteração do diâmetro medio, apresenta-se o seguinte diagrama.

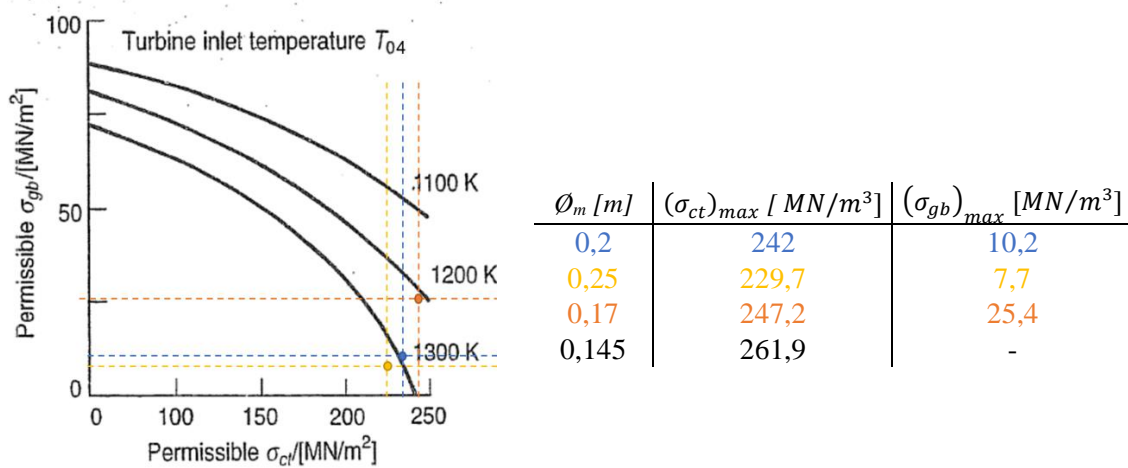


Figura 3.22 - Tensões nas pás da turbina a 1300K.

Deste modo é possível ver que a escolha de 1300K como temperatura limite para o funcionamento da turbina não será a melhor opção pois apenas um valor de \varnothing_m seria aceite, o de 0.25 metros. Todas as outras opções se encontram acima do limite da curva de 1300K. No entanto, esta proporção geométrica não é a aconselhada devido a forma do seu triângulo, isto é, β_5 toma um valor negativo, pode-se ver na tabela 3.4. Neste caso C_w é inferior à velocidade de transporte U . Resumindo, a única proporção geométrica aceitável para garantir um funcionamento viável da turbina a 1300K é a mesma que se quer evitar. De notar ainda que a opção de 0.145 metros apresenta tensões tão elevadas que nem se torna possível a sua representação no gráfico.

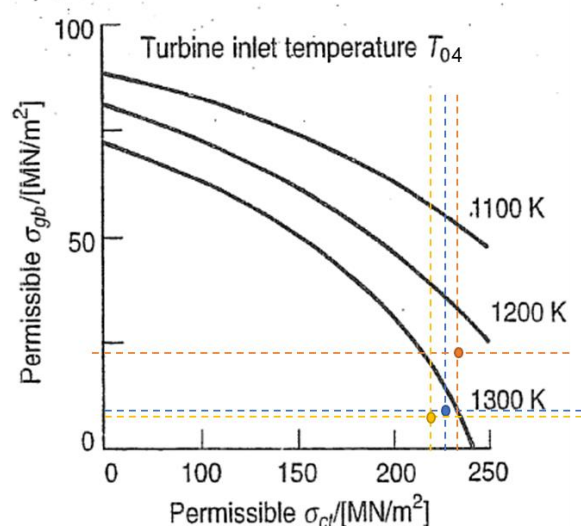
Posto isto avança-se para a análise do problema a 1200K.

Tabela 3.5 - Estudo paramétrico da turbina a 1200K.

ϕ_m [m]	1200K											
	0,2			0,25			0,17			0,145		
Secção	4	5	6	4	5	6	4	5	6	4	5	6
Área [m ²]	0,010	0,013	0,017	0,010	0,012	0,017	0,010	0,014	0,017	0,009	0,016	0,017
Altura da pá [m]	0,016	0,020	0,026	0,013	0,015	0,021	0,019	0,026	0,031	0,022	0,035	0,037
Raio topo [m]	0,108	0,110	0,113	0,131	0,132	0,136	0,094	0,098	0,101	0,083	0,090	0,091
Raio raiz [m]	0,092	0,090	0,087	0,119	0,118	0,114	0,076	0,072	0,069	0,062	0,055	0,054
$(\sigma_{ct})_{max}$ [MN/m ³]	227,5			219,66			237,66			253,12		
$(\sigma_{gb})_{max}$ [MN/m ³]	7,77			7			23,6			-		
Força de Impulso [N]	1458											

É importante frisar que a mudança de temperatura no funcionamento das pás da turbina apenas influencia parte dos resultados, nomeadamente os valores de secção, tensões e, como seria esperado, força de impulso, tal como se viu no segundo capítulo. Os fluxogramas apresentados no início conseguem igualmente justificar, a nível de cálculos, onde ocorrem alterações.

Voltando ao tema da análise de tensões, neste caso para uma temperatura de 1200K, é possível observar uma descida das tensões sofridas pelas pás, mantendo velocidades e, aproximadamente, alturas das pás.



ϕ_m [m]	$(\sigma_{ct})_{max}$ [MN/m ³]	$(\sigma_{gb})_{max}$ [MN/m ³]
0,2	227,5	7,77
0,25	219,66	7
0,17	237,6	23,6
0,145	253,12	-

Figura 3.23 - Tensões nas pás da turbina a 1200K.

É clara a descida das tensões sofridas devido à descida de temperatura. Neste caso, a turbina não teria problemas no seu funcionamento, no que toca a este estudo. Observa-se ainda que a opção para projeção de uma turbina de impulso continua a não ser possível.

Como fase final deste capítulo repetiu-se todo o processo de cálculos para a última temperatura que falta, 1100K.

Tabela 3.6 - Estudo paramétrico da turbina a 1100K.

	1100K											
ϕ_m [m]	0,2			0,25			0,17			0,145		
Secção	4	5	6	4	5	6	4	5	6	4	5	6
Área [m ²]	0,009	0,012	0,016	0,009	0,011	0,016	0,009	0,013	0,016	0,009	0,015	1,162
Altura da pá [m]	0,015	0,019	0,026	0,012	0,014	0,021	0,017	0,025	0,030	0,020	0,034	0,035
Raio topo [m]	0,107	0,110	0,113	0,131	0,132	0,135	0,094	0,097	0,100	0,083	0,089	0,090
Raio raiz [m]	0,093	0,091	0,087	0,119	0,118	0,115	0,076	0,073	0,070	0,025	0,056	0,055
$(\sigma_{ct})_{max}$ [MN/m ³]	218,5			210			228,2			245,2		
$(\sigma_{gb})_{max}$ [MN/m ³]	7,68			6,9			19,85			-		
Força de Impulso [N]	1387											

Tal como esperado os resultados seguem a mesma natureza do que aconteceu quando se fez a transição de 1300K para 1200K. A diferença neste caso está na possibilidade de atingir os valores mais baixos de tensões que a pá pode vir a sofrer.

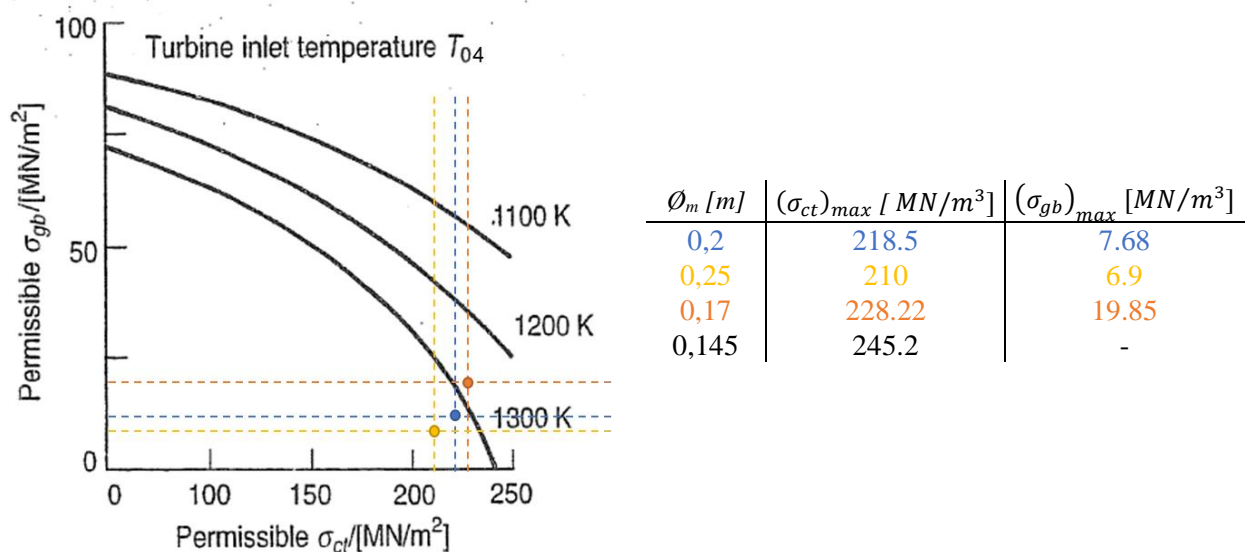


Figura 3. 24 - Tensões nas pás da turbina a 1100K.

A força de impulso continua a descer, tal como as tensões e nem a 1100K é possível a projeção de uma turbina de impulso. A causa deste problema está nas relações de projeto escolhidas. A corda da pá irá ser muito pequena (c^3), tornando-se assim numa solução pouco construtiva. Serão apresentados em anexo os vários desenhos de projeto da corda de modo poder-se analisar a sua variação em relação às diferentes proporções geométricas escolhidas.

A partir dos gráficos que relacionam temperatura com as tensões é possível ver que para uma temperatura de 1200K e 1100K a turbina se encontra sobredimensionada, havendo então a possibilidade de mudar as proporções geométricas e material de modo a rentabilizar ao máximo a máquina.

3.4 3º Caso de estudo – rotor ϕ_2

3.4.1 Fluxograma

Este último estudo centra-se no difusor (ϕ_2) onde se irá compreender quais as implicações que podem ocorrer quando se controla a passagem de ar que vem do compressor (ϕ_1) para a câmara de combustão (ϕ_3).

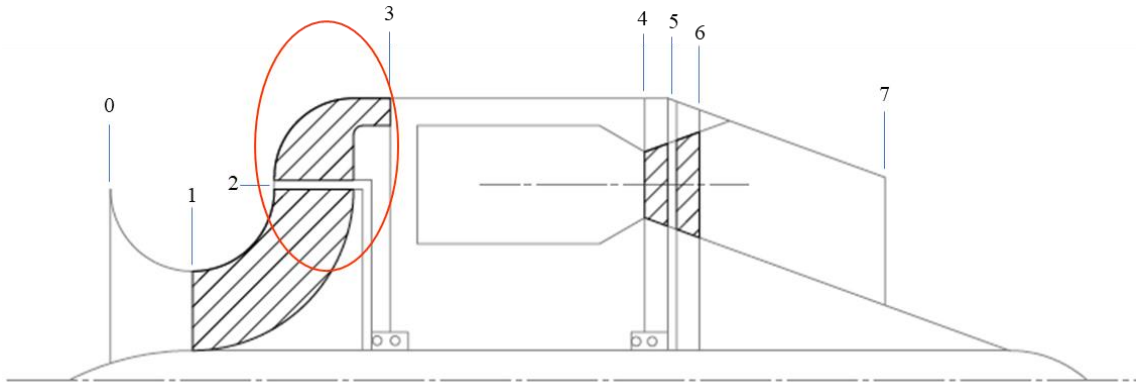


Figura 3.25 - Zona de estudo – difusor.

A zona correspondente a ϕ_2 não terá apenas implicações diretas no difusor, mas também no compressor. O seu tamanho irá influenciar a rotação do compressor e, como este está diretamente ligado às pás da turbina, esta será igualmente afetada, sendo assim necessário fazer um novo estudo às tensões das pás.

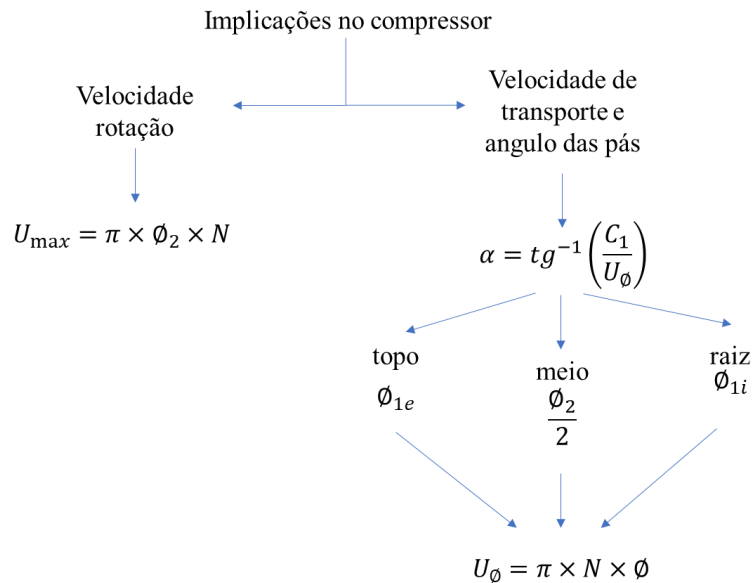


Figura 3. 26 - Fluxograma consequências no compressor por modificação do tamanho do difusor [4].

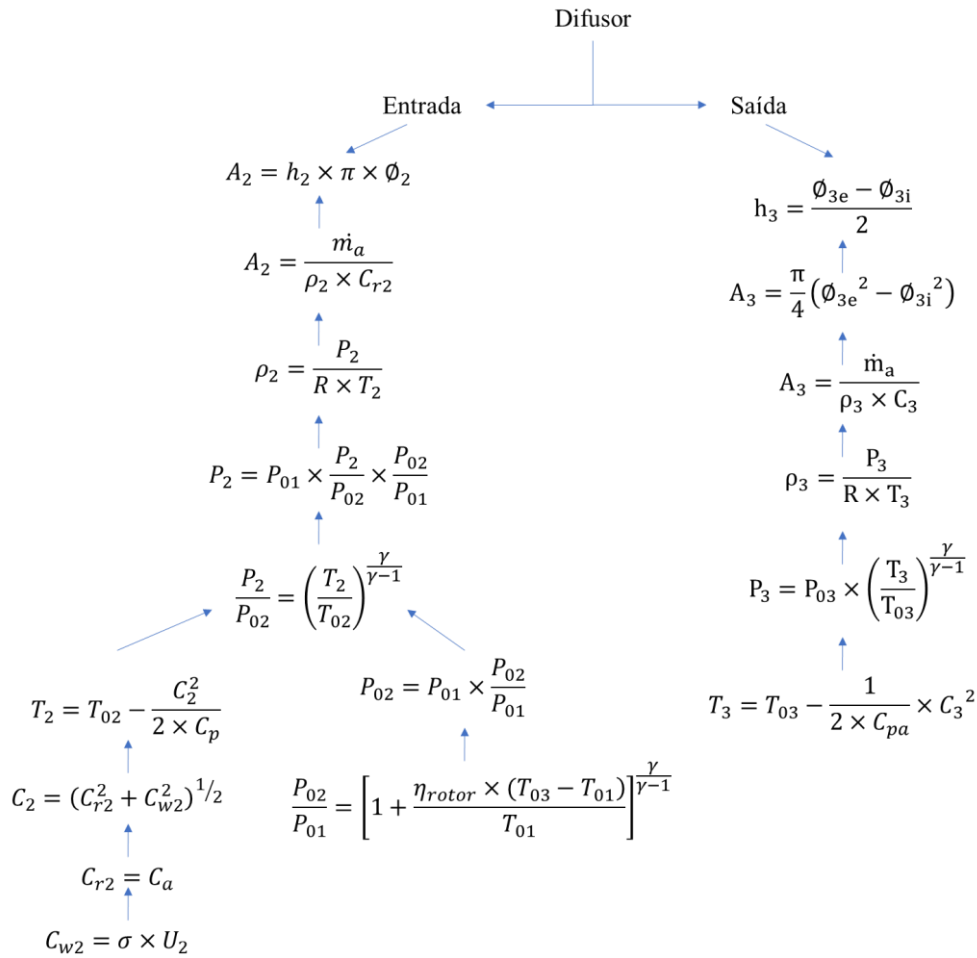


Figura 3. 27 - Fluxograma difusor. [4,5]

3.4.2 Funcionamento

Um difusor é um componente de um sistema de escoamento de fluido projetado para reduzir a velocidade do fluxo e, assim, aumentar a pressão do fluido, ou seja, converter alta energia cinética para aumento de pressão estática [5,8]. Todas as turbomáquinas e incorporam um difusor, neste caso encontra-se na conduta entre o compressor e a câmara de combustão da turbina a gás. [5]. Para turbinas a gás de aeronaves, onde o volume e a área frontal são importantes, as correntes individuais de ar podem ser retidas, cada passagem de difusor é conectada a uma câmara de combustão separada. Alternativamente, os fluxos podem ser alimentados numa câmara de combustão anular em torno do tubo que conecta o compressor e a turbina [4].

O efeito dramático da adição de uma seção difusora é mostrado na figura 3.16. Abdelhamid e Bertrand realizaram experiências num simples soprador com e sem difusor [1]. Os autores descobriram que o fluxo era estável sem o difusor e que a pressão aumentava substancialmente com a adição de um difusor, mas a permanência da instabilidade foi observada. As instabilidades são oscilações auto excitadas que aparecem nas análises espectrais efetuadas. Originam-se com o coeficiente de fluxo crítico, aumentando a oscilação com o aumento do diâmetro e diminuição da

largura. As oscilações podem ser devidas à velocidade de rotação não dimensional e ao nível das flutuações de pressões estáticas. O coeficiente de fluxo crítico no qual o difusor fica parado depende da relação de diâmetro, bem como da largura do difusor.

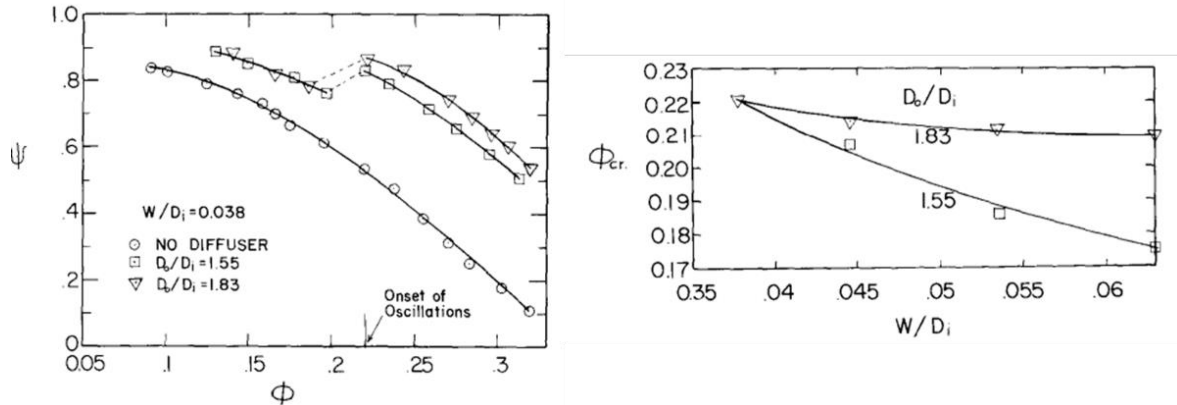


Figura 3. 28 -Propriedades do escoamento do fluido com e sem difusor [1]

O principal problema de mecânica dos fluidos do processo de difusão é causado pela tendência das camadas limite se separarem das paredes do difusor, se a taxa de difusão for muito rápida. Uma difusão muito rápida resulta sempre numa maior perda de pressão de estagnação. Por outro lado, se a taxa de difusão é muito baixa, o fluido é exposto a um comprimento excessivo da parede e as perdas por fricção tornam-se predominantes [5].

3.4.3 Valores obtidos

Começou-se por aumentar ϕ_2 ate chegar ao valor de ϕ_3 de modo a causar o estrangulamento da passagem de ar para a camara de combustão. Durante o processo estudou-se quais as consequências deste feito. Apos este estudo fez-se o oposto, diminui-se ϕ_2 e recolheram-se os dados obtidos.

Partindo da proporção escolhida inicialmente da turbina, temperatura limite 1300K, $\phi_m = 0.2m$ e $\frac{\phi_2}{\phi_3} = 0.7$, ϕ_2 toma um valor de 0.21 metros. Consideraram-se três relações geométricas, $\frac{\phi_2}{\phi_3} = 0.8$, $\phi_2 = 0.24m$; $\frac{\phi_2}{\phi_3} = 0.9$, $\phi_2 = 0.27m$ e $\frac{\phi_2}{\phi_3} = 1$ onde ϕ_2 deveria ser igual a ϕ_3 mas como esta consideração iria tornar impossível o desenvolvimento dos cálculos, aproximou-se $\phi_2 = 0.29m$.

Para as opções acima escolhidas obteve-se os seguintes resultados:

Tabela 3. 7 - Estudo paramétrico da turbina e compressor devido ao aumento do difusor.

Opções		$\Phi_2 = 0,24m$			$\Phi_2 = 0,27m$			$\Phi_2 = 0,29m$		
compressor	$N_{compressor}$ [rps]	596,83			530,52			493,93		
	h_2	0,010165			0,009036			0,0084128		
		Φ [m]	U [m/s]	α [°]	Φ [m]	U [m/s]	α [°]	Φ [m]	U [m/s]	α [°]
	topo Φ_{1e}	0,15	281,25	28,07	0,15	250	30,96	0,15	232,8	32,8
	meio $\frac{\Phi_2}{2}$	0,12	225	33,69	0,135	225	33,69	0,145	225	33,69
raiz Φ_{1i}	0,06	112,5	53,13	0,06	100	56,31	0,06	93,1	58,17	
turbina	Φ_m [m]	0,2			0,2			0,2		
	$U_{méd}$ [m/s]	375			333,33			310,34		
	φ	0,6			0,675			0,725		
	$\tan \beta_6$	1,667			1,4815			1,8		
	β_6 [°]	59,04			55,98			54,1		
	ψ	2,6664			3,371			3,89		
	Δ	0,334			0,157			0,0275		
	β_5 [°]	28,96			45,45			52,5		
	α_5 [°]	65,75			68,18			69,55		
	Secção	4	5	6	4	5	6	4	5	6
	Área [m ²]	0,011	0,014	0,017	0,011	0,015	0,017	0,011	0,016	0,017
	Altura da pá [m]	0,017	0,023	0,027	0,017	0,025	0,027	0,017	0,262	0,027
	Raio topo [m]	0,109	0,111	0,114	0,109	0,112	0,114	0,109	0,113	0,114
	Raio raiz [m]	0,091	0,089	0,086	0,091	0,088	0,086	0,091	0,087	0,086
	$(\sigma_{ct})_{max}$ [MN/m ³]	187,76			158,45			137,43		
$(\sigma_{gb})_{max}$ [MN/m ³]	23,12			72			-			
Triângulo de velocidades										
Força de Impulso [N]	1527									

Com os dados apresentados facilmente se compreende a consequência de aumentar o diâmetro do difusor. O compressor apresentará rotações mais baixa e, tendo este ligação direta ao rotor, as pás da turbina serão igualmente afetadas. É possível ver nos triângulos de velocidades a representação do decréscimo de velocidade e mudança de ângulos de incidência do fluido nas pás. Todas estas alterações irão afetar o funcionamento da turbina sem que esta perca força, pode-se

observar que o valor da força de impulso se mantém inalterável. O mesmo não se pode dizer das tensões das pás. Há um decréscimo significativo nas tensões de centrifugação, proveniente da diminuição da velocidade de rotação, e um aumento nas tensões de flexão. Este último caso remete à corda da pá que terá uma geometria diferente e irá sofrer muito mais com a passagem de ar que as do estudo apresentado anteriormente. No entanto, os valores das tensões são muito mais equilibrados que no capítulo anterior.

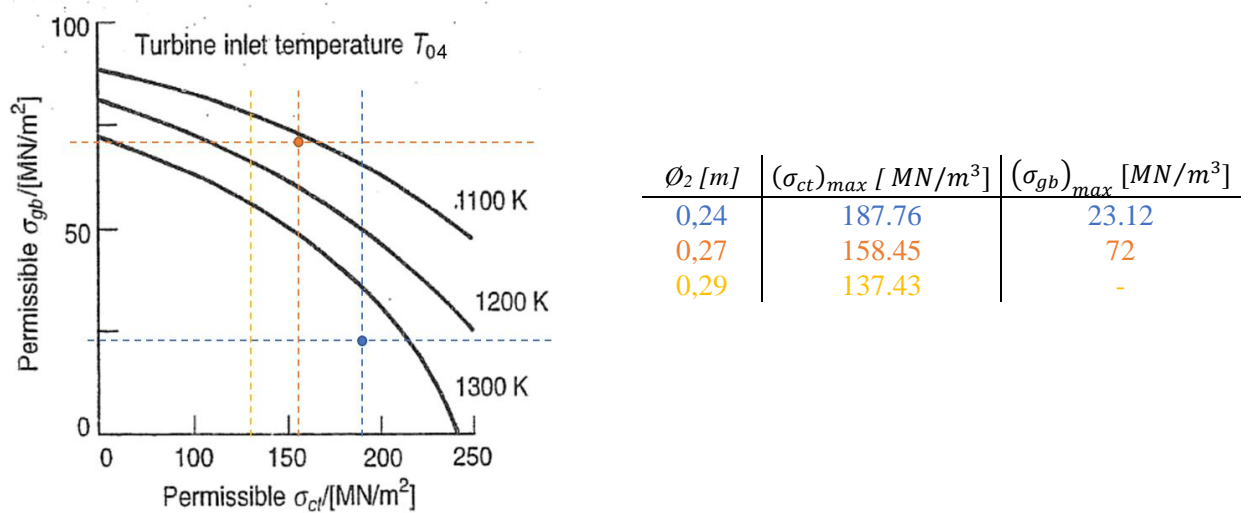


Figura 3. 29 - Tensões nas pás da turbina a diferentes Φ_2 .

Observa-se que para 1300K as tensões mudaram bastante. Com a descida das tensões de centrifugação e subida das tensões de flexão é possível centrar no gráfico os valores das mesmas. Não seria então preciso descer a temperatura para descer as tensões e como consequência perder força de impulso. Ou seja, torna-se uma alternativa à solução do problema do subcapítulo anterior. Outra forma de manipular as tensões, sem ser por temperatura está no controlo de velocidade de rotação dos seus componentes.

Por exemplo para a opção de 1200K seria possível então aproveitar maior rendimento da turbina e equilibrar as tensões, prevê-se que os pontos assinalados se movam no sentido das setas.

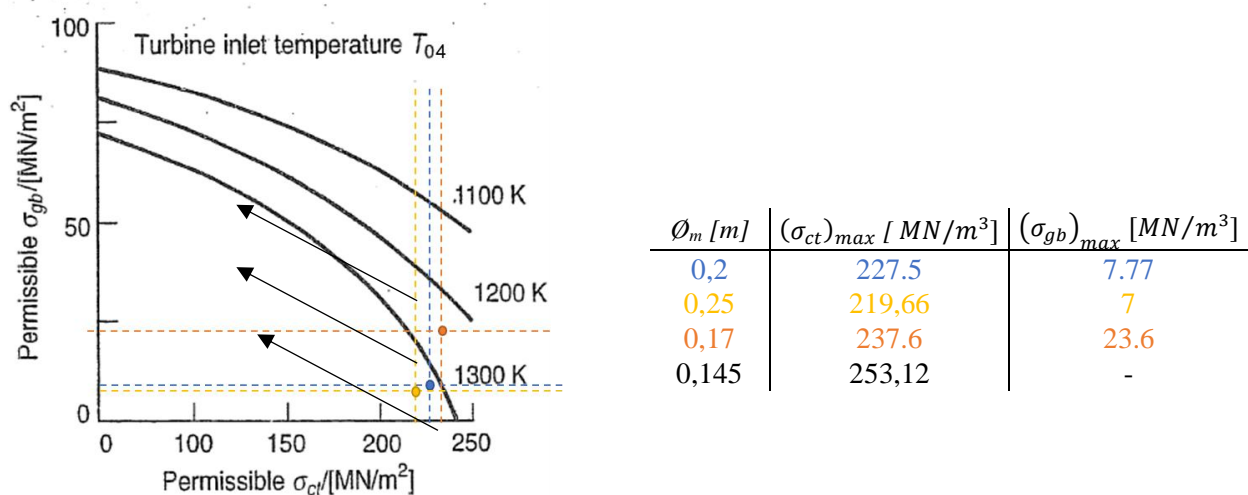


Figura 3.30 - especulação de resultados de tensões na pá da turbina a 1200K.

Avançando para a segunda parte deste estudo, que consiste em diminuir ϕ_2 repetiram-se os cálculos e os resultados foram os seguintes:

Tabela 3.8 Estudo paramétrico da turbina e compressor devido à diminuição do difusor.

	Opções	$\phi_2 = 0.20m$		
compressor	$N_{compressor} [rps]$	716,2		
	h_2	0,0121986		
		$\phi [m]$	$U [m/s]$	$\alpha [^\circ]$
	topo ϕ_{1e}	0,15	337,5	23,96
	meio $\frac{\phi_2}{2}$	0,1	225	33,69
raiz ϕ_{1i}	0,06	135	48	
turbina	$\phi_m [m]$	0,2		
	$U_{méd} [m/s]$	450		
	φ	5		
	$\tan \beta_6$	2		
	$\beta_6 [^\circ]$	63,44		
	ψ	1,85		
	Δ	0,5375		
	$\beta_5 [^\circ]$	-0,8527		
	$\alpha_5 [^\circ]$	61,6		

Mal se desceu o diâmetro do difusor obteve-se ângulos negativos, como tal o não se prosseguiu com os cálculos, isto porque se iria a chegar a soluções construtivas a evitar, tal como já se viu no capítulo anterior.

Termina assim o estudo parâmetro de ϕ_2 onde se conclui que, para esta turbina, apenas se torna viável aumentar o seu tamanho, tendo atenção à tensão proveniente do fenómeno de flexão, para que esta não seja demasiado elevada.

4 Conclusão

Durante esta tese foi possível estudar o funcionamento de uma turbina por uma via mais prática de análise de resultados através de experimentações feitas ao longo do trabalho. O facto de ter a liberdade para ir alterando dados sobre a turbina, e ver quais os resultados e que consequências que isso origina no seu funcionamento, dá uma perceção diferente e ganha-se uma nova sensibilidade no tema que não seria possível apenas estudando o seu funcionamento.

O objetivo do trabalho foi alcançado. Foi possível observar quais os parâmetros que mais contribuem para o aumento da força da turbina descobrindo ao mesmo tempo quais os seus limites. No compressor a quantidade de ar que entra, controlado pelo seu diâmetro de entrada representa a variável mais importante no rendimento da máquina. No entanto existe sempre um limite que é imposto pela secção do tubo de chama na capacidade que tem em consumi-lo. O mesmo se pode dizer das pás da turbina, onde a velocidade de rotação, temperatura limite metalúrgica e tamanho das pás se tornam os fatores condicionantes à integridade da máquina em si. Curiosamente o rotor do difusor tornou-se uma das zonas mais interessantes pois tem a capacidade de alterar os resultados das duas zonas estudadas anteriormente, devido ao condicionamento de U_2 ser igual a U_{max} . A variação do seu tamanho condiciona diretamente a velocidade de rotação do veio tendo implicação direta nas tensões das pás da turbina.

Após todo este estudo, conclui-se que a proporção geométrica ideal a escolher seria aquela que permitisse escolher um compressor com o maior diâmetro possível, que a turbina funcionasse a uma grande velocidade e a altas temperaturas e que o difusor acompanhasse o crescimento do compressor sem que tudo isto levasse constrangimento da passagem de ar para a camara de combustão e tensões demasiado elevadas nas pás da turbina que impossibilitem o seu funcionamento.

Comparado com as turbinas atuais o modelo aqui estudado é bastante simples. No entanto é a base de funcionamento de todas as turbinas. Servindo assim como modelo de estudo para experiências deste tipo.

Referências

- [1] ABDELHAMID, A. H., e BERTRANT, J. - Distinctions between two types of self-existed gas oscillations in vaneless radial diffusers, ASME 79-GT-58, 1987.
- [2] AINLEY, D.G e MATHIESON, G.C.R. - An examination of the flow and pressure losses in blade rows of axial-flow turbines, Aeronautical Research Council, R&M 2891, HMSO, 1955.
- [3] AINLEY, D.G e MATHIESON, G.C.R. - A method of performance estimation for axial-flow turbines, Aeronautical Research Council, R&M 2974, HMSO, 1951.
- [4] COHEN, H., ROGERS, G. F. C. e SARAVANAMUTTOO H. I. H. - Gas turbine theory: Addison-Wesley, 1996.
- [5] DIXON, S. L. - Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery: Butterworth-Heinemann, 1998.
- [6] HARTCUP, G. e LOVELL B. – The Effect of science on the Second World War: Springer, 2016.
- [7] HORLOCK, J. H. Axial Flow Turbines: Butterworth, 1966.
- [8] LAKSHMINARAYANA, BUDUGUR - Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery: John Wiley & Sons, Inc., 1996.
- [9] MICHAEL A. BOLES e YUNUS A. ÇENGEL - Termodinâmica: Bookman, 2013.
- [10] MEHER-HONJI, CYRUS B, The Development of the Junkers Jumo 004B: The World's First Production Turbojet, ASME 96-GT-457,1996.
- [11] RAO, J. S. - Turbomachine blade vibration: John Wiley & Sons, 1991. ISBN 0-470-21764-2
- [12] ROGERS, G. F. C. e MAYHEW Y. R. - Engineering thermodynamics work and heat transfer: Longman, 1967.
- [13] STANITZ, J. D. – Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial and mixed-flow centrifugal compressors. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 74, 1952.
- [14] SERWAY, RAYMOND A. e JEWETT, JONH W. Jr - Physics for scientists and engineers with modern physics: Thomson 2004
- [15] WALSH, PHILIP P. e FLEATHER, PAUL - Gas turbine performance: Blackwell Science, 1998.
- [16] “Junkers 004 exposto no National Museum of the United States Air Force” <https://www.nationalmuseum.af.mil/Visit/Museum-Exhibits/Fact-Sheets/Display/Article/196238/junkers-jumo-004-turbojet/> [acedido 21/09/18]
- [17] “Motor J85-GE-17A” <http://www.wikiwand.com/en/Turbojet> [acedido 21/09/18]
- [18] “Rolls-Royce RB.37 Derwent” http://www.wikiwand.com/en/Rolls-Royce_Welland [acedido 21/09/18]

- [19] https://www.marinha.pt/pt/os_meios/fragatas/Paginas/nrp-vasco-da-gama.aspx [acedido 21/09/18]
- [20] <https://www.ge.com/power/gas/gas-turbines/lm2500> [acedido 21/09/18]
- [21] http://www.kingtechturbines.com/products/index.php?main_page=index&cPath=1 [acedido 21/09/18]
- [22] <http://www.jetcat.de/de/products/produkte/jetcat/kategorien/hobby> [acedido 21/09/18]
- [23] <https://sites.google.com/site/jetcentralus/home/turbines> [acedido 21/09/18]
- [24] https://www.graupner.de/mediaroot/files/6813_G_booster_160_de.pdf [acedido 21/09/18]
- [25] “exemplo de uma microturbina com corte parcial” <http://amtjets.bentech-taiwan.com/inside%20Olympus%20HP-2.jpg> [acedido 21/09/18]
- [26] “Frank Wittle junto do seu Power Jets W.1”
https://theoutrageous1930s.weebly.com/uploads/2/8/4/0/28408885/4840466_orig.jpg [acedido 21/09/18]
- [27] “Dr. Hans junto do seu Heinkel HeS 3 exposto no Deutsches Museum em Munique”
<https://jqmgrdyk.home.xs4all.nl/jetpower/german-jetpower-pla.htm> [acedido 21/09/18]

Anexos

ESCALA 5:1

OPÇÃO 1 $\Rightarrow \phi_m = 92 \text{ mm}$

$\phi =$

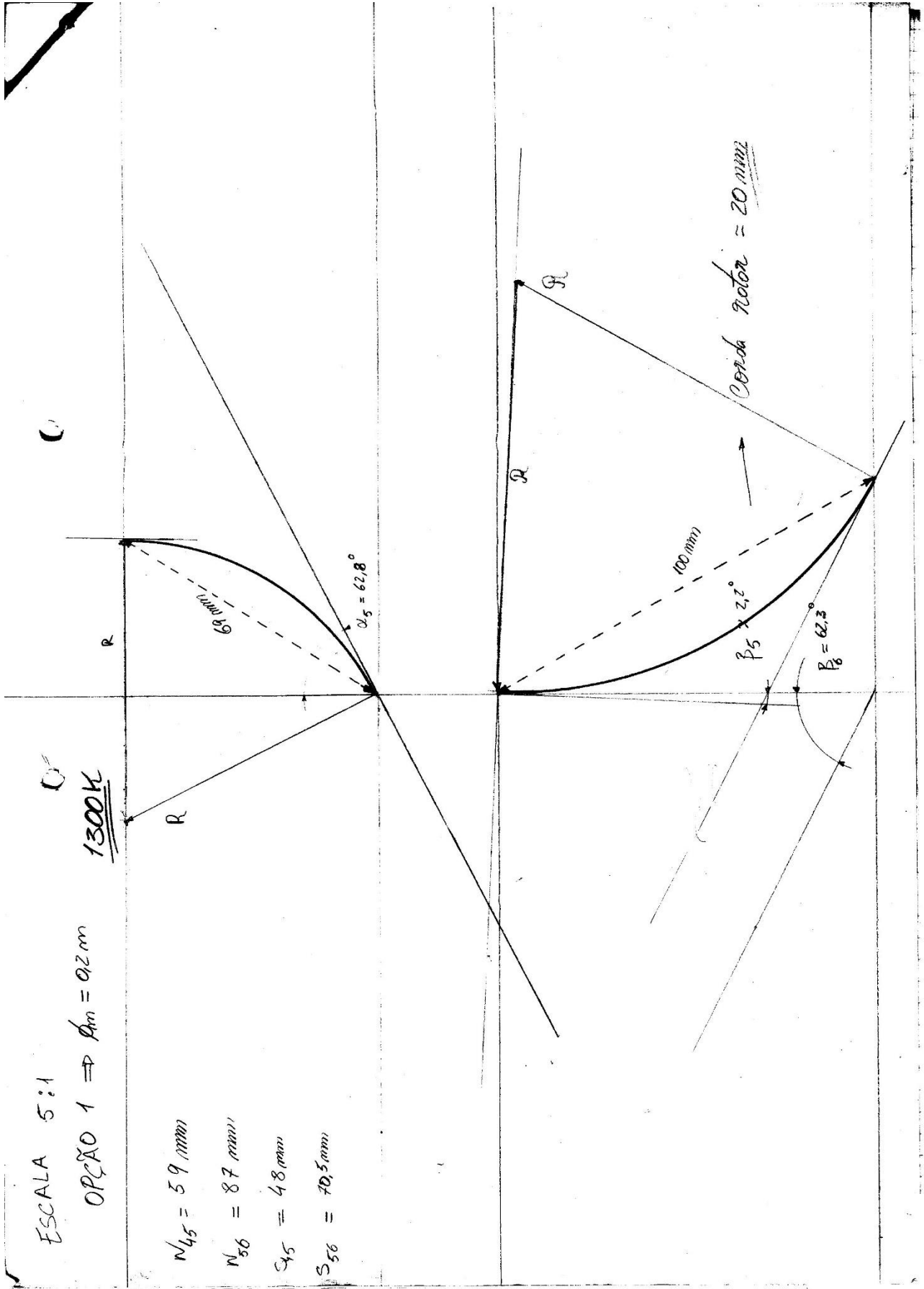
1300H

$$N_{45} = 59 \text{ mm}$$

$$N_{56} = 87 \text{ mm}$$

$$S_{45} = 48 \text{ mm}$$

$$S_{56} = 70,5 \text{ mm}$$



ESCALA 5:1

OPEXO 2 \Rightarrow $\phi_{fm} = 0,25$

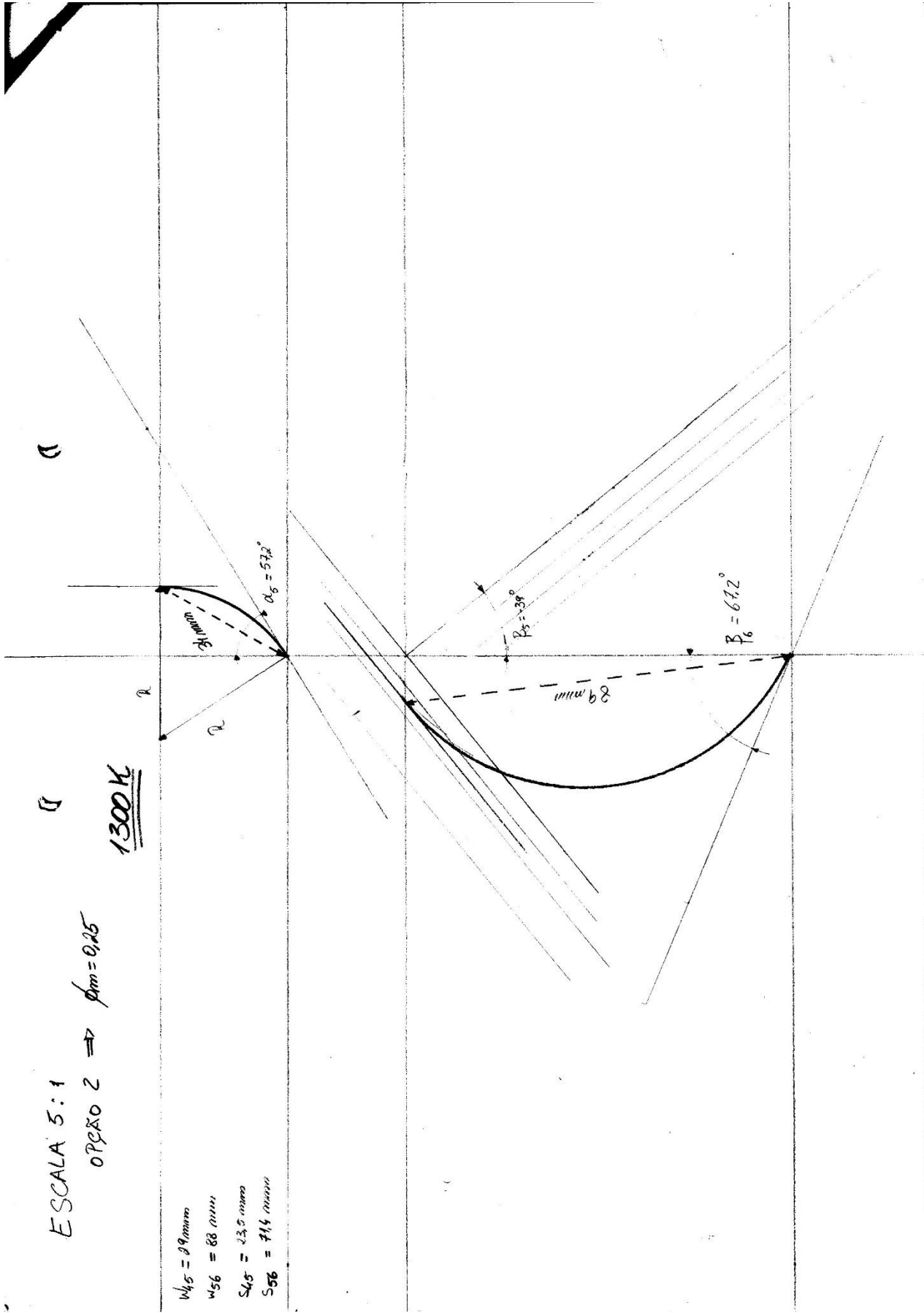
1300 K

$w_{45} = 89 \text{ mm}$

$w_{56} = 88 \text{ mm}$

$S_{45} = 235 \text{ mm}$

$S_{56} = 114 \text{ mm}$



ESCALA 4:1

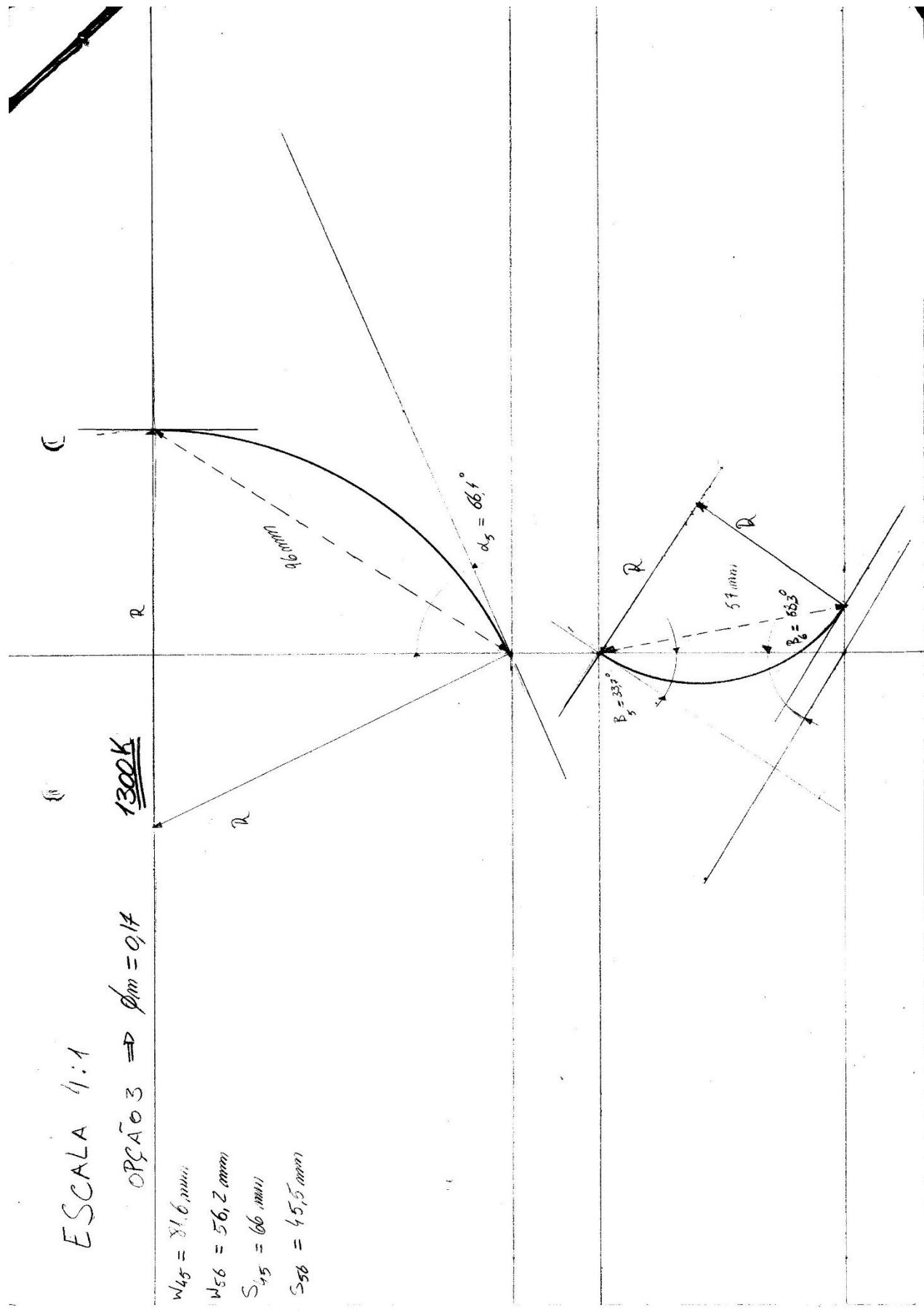
OPÇÃO 03 $\Rightarrow \phi_{im} = 0,17$ 1300K

$W_{45} = 81,6 \text{ mm}$

$W_{56} = 56,2 \text{ mm}$

$S_{45} = 66 \text{ mm}$

$S_{56} = 45,5 \text{ mm}$



ESCALA 3:1

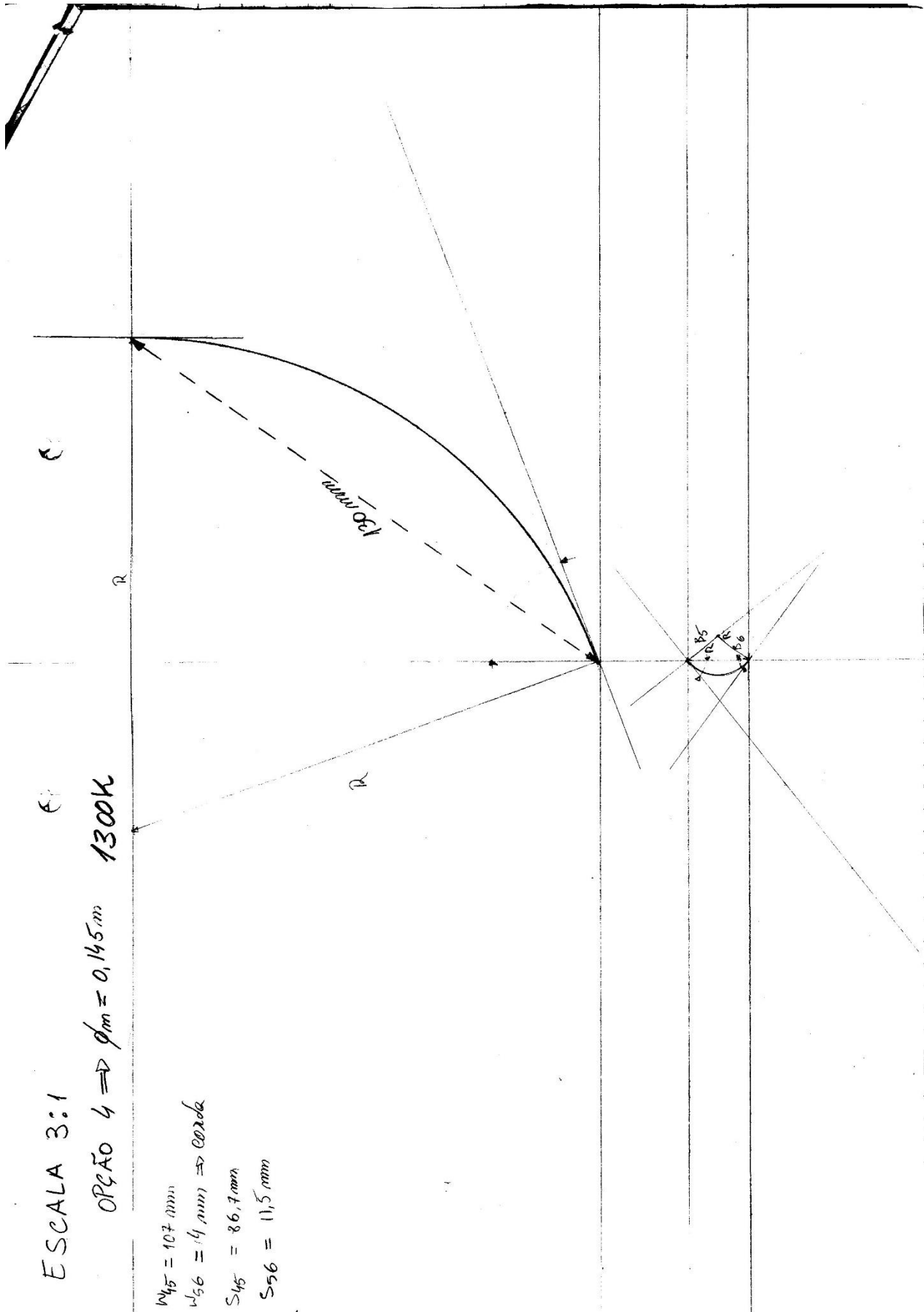
OPÇÃO 4 $\Rightarrow \phi_m = 0,145m$ 1300K

$$W_{45} = 107 \text{ mm}$$

$$W_{56} = 14 \text{ mm} \Rightarrow \text{corda}$$

$$S_{45} = 86,7 \text{ mm}$$

$$S_{56} = 11,5 \text{ mm}$$

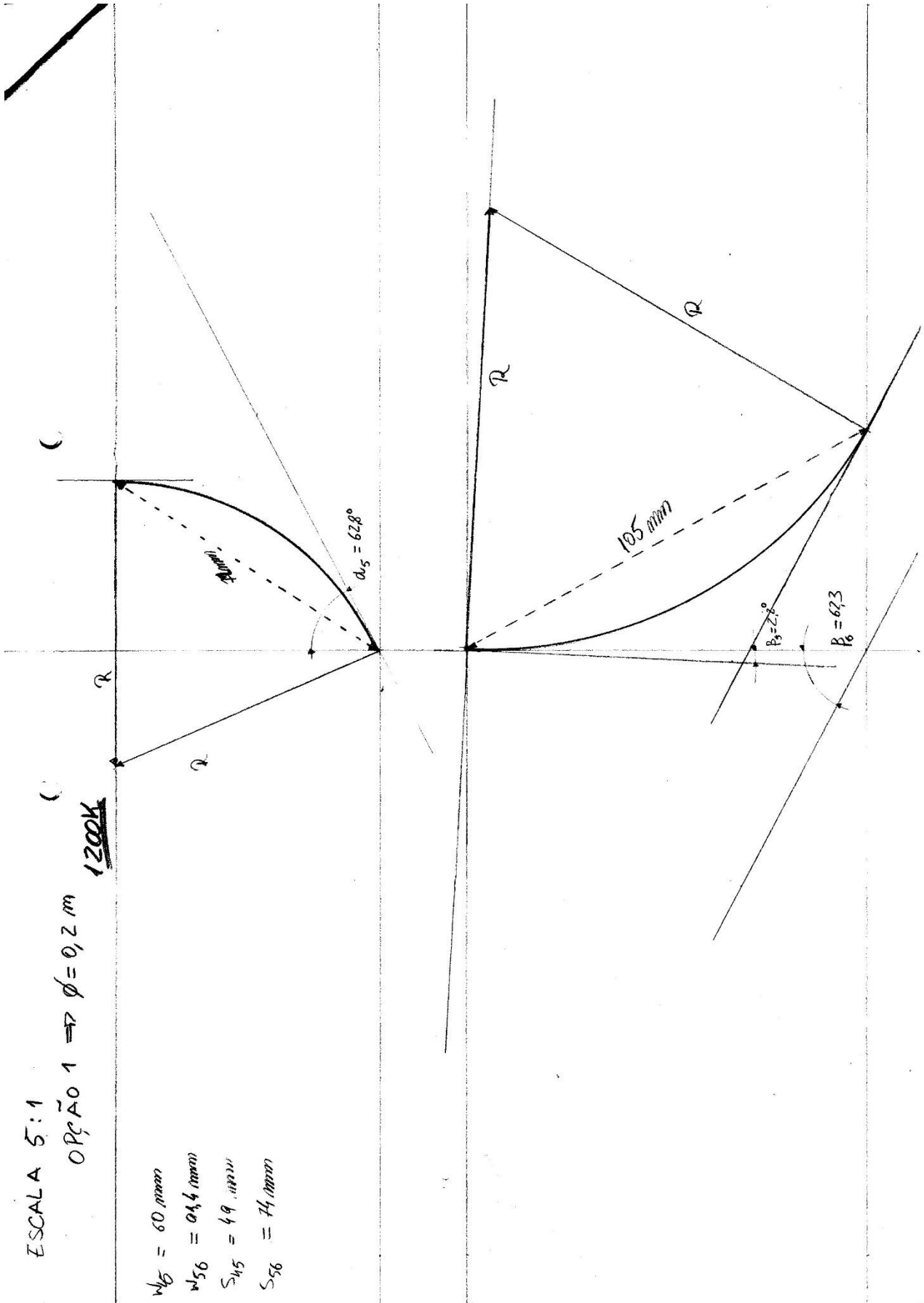


ESCALA 5:1

OPÇÃO 1 $\Rightarrow \phi = 0,2 \text{ m}$

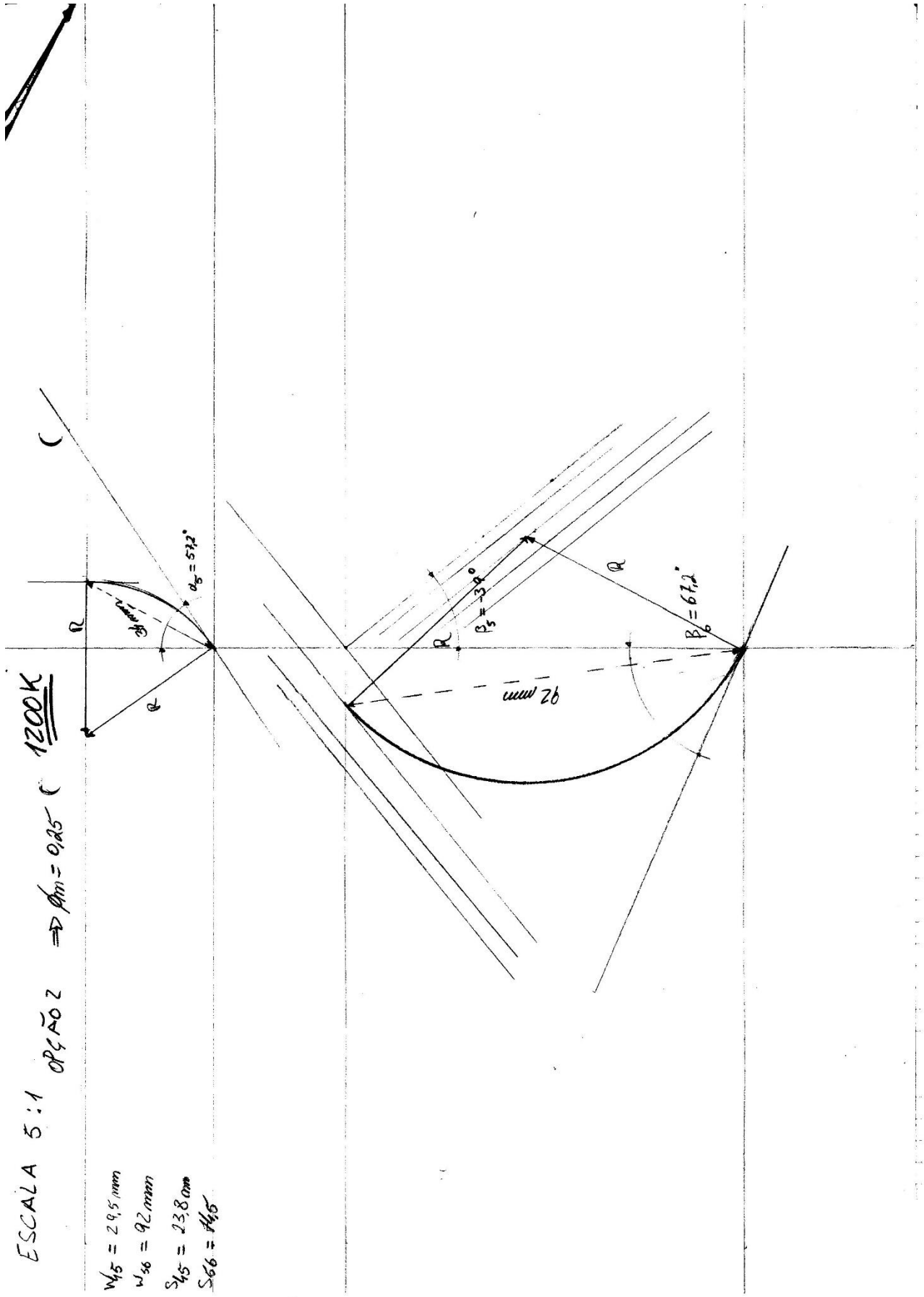
~~1200K~~

- $w_{56} = 60 \text{ mm}$
- $w_{56} = 0,4 \text{ mm}$
- $S_{45} = 49 \text{ mm}$
- $S_{56} = 74 \text{ mm}$



ESCALA 5:1 OPCÃO 2 $\Rightarrow \phi_m = 0,25$ (1200K)

$W_{45} = 29,5 \text{ mm}$
 $W_{56} = 92 \text{ mm}$
 $S_{45} = 23,8 \text{ mm}$
 $S_{66} = 44,5$



ESCALA 4:1

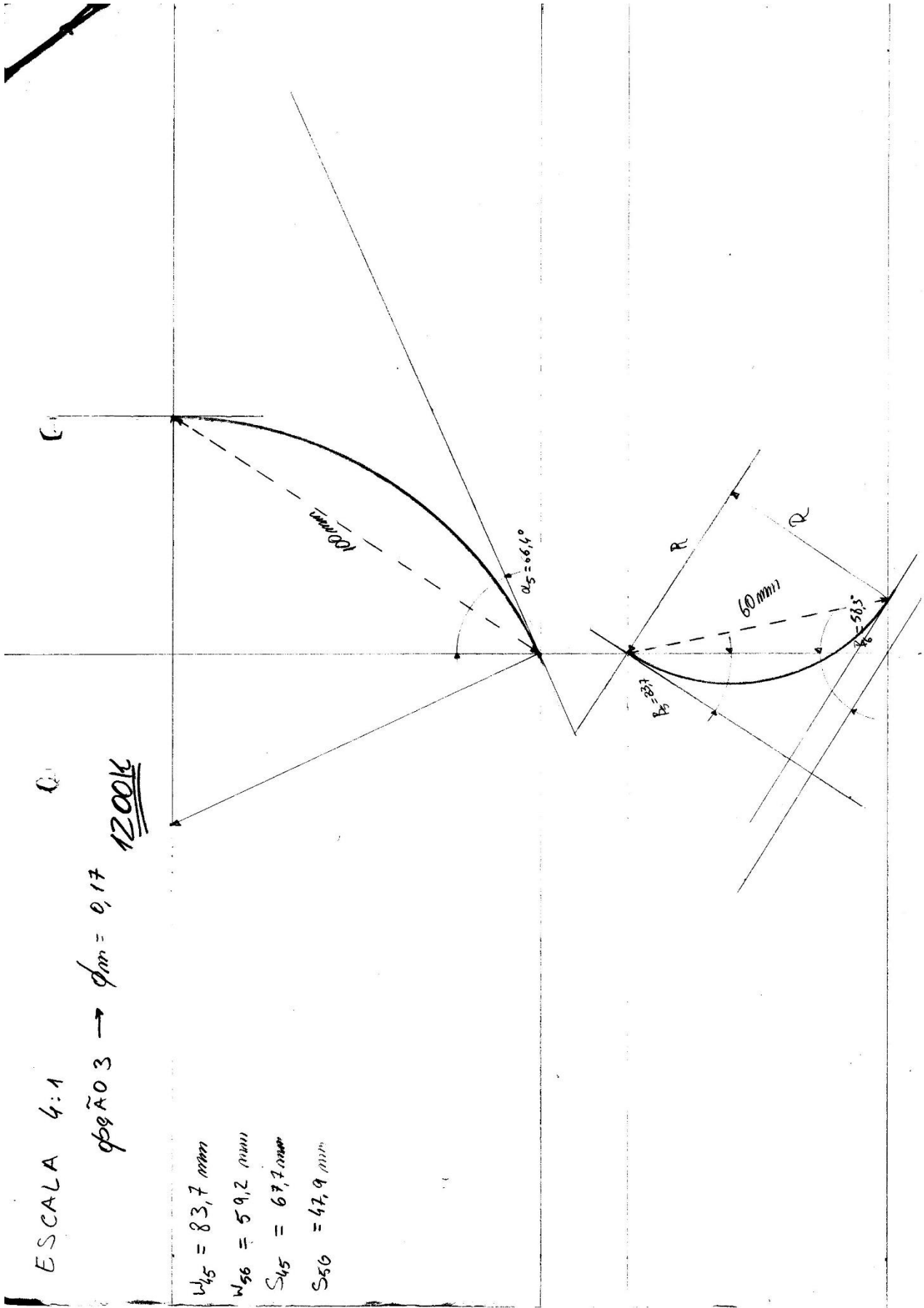
$\phi 90 \times 3 \rightarrow \phi_{int} = 0,17$
1200K

$$W_{45} = 83,7 \text{ mm}$$

$$W_{56} = 59,2 \text{ mm}$$

$$S_{45} = 67,7 \text{ mm}$$

$$S_{56} = 47,9 \text{ mm}$$



ESCALA 5:1

C₁

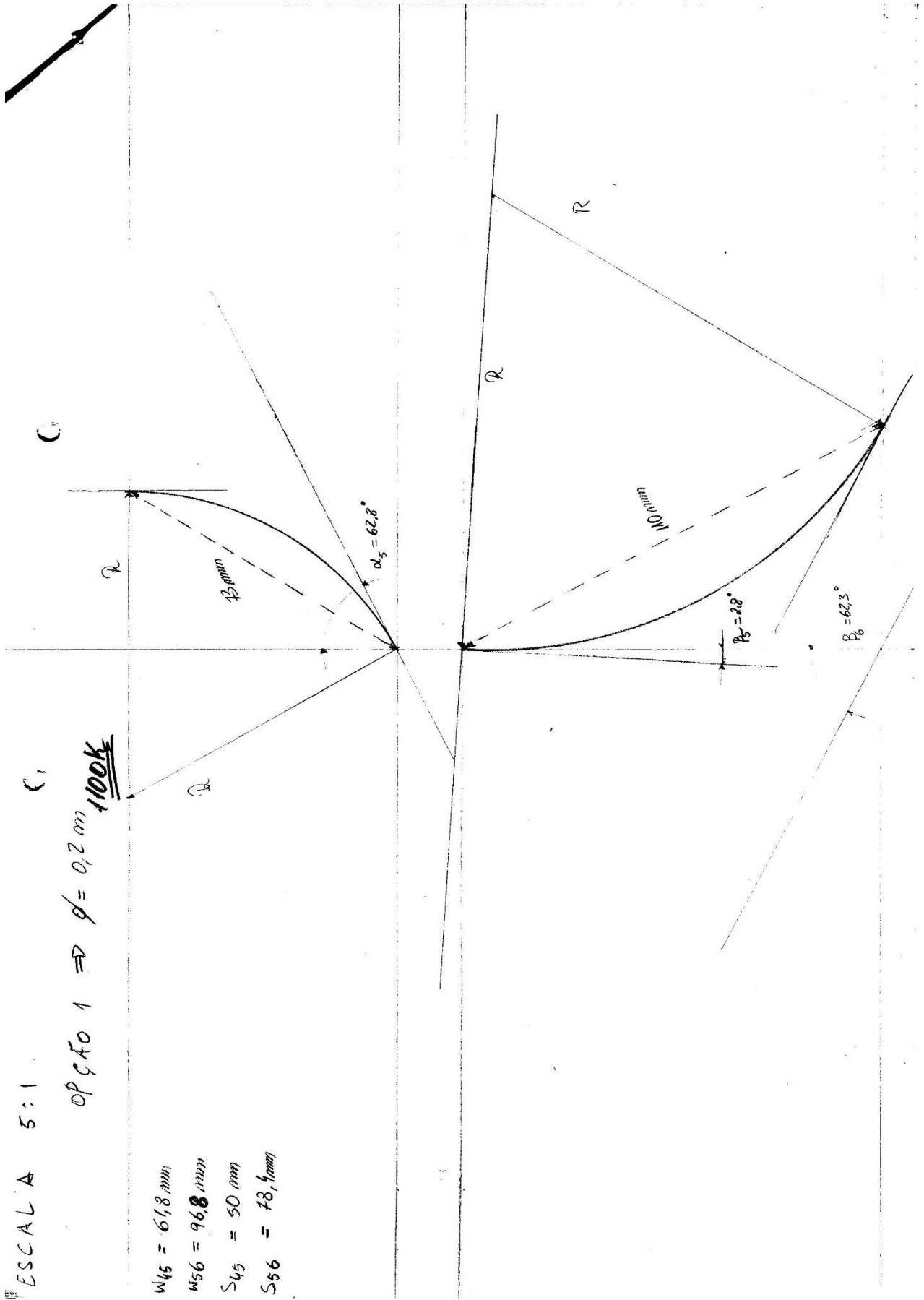
OP 9 FO 1 ⇒ $\rho = 0,2 \text{ m}$ 100K

W45 = 618 mm

W56 = 968 mm

S45 = 50 mm

S56 = 78,4 mm



ESCALA 5:1

opção 2 ⇒ $\sin 10,10^\circ$

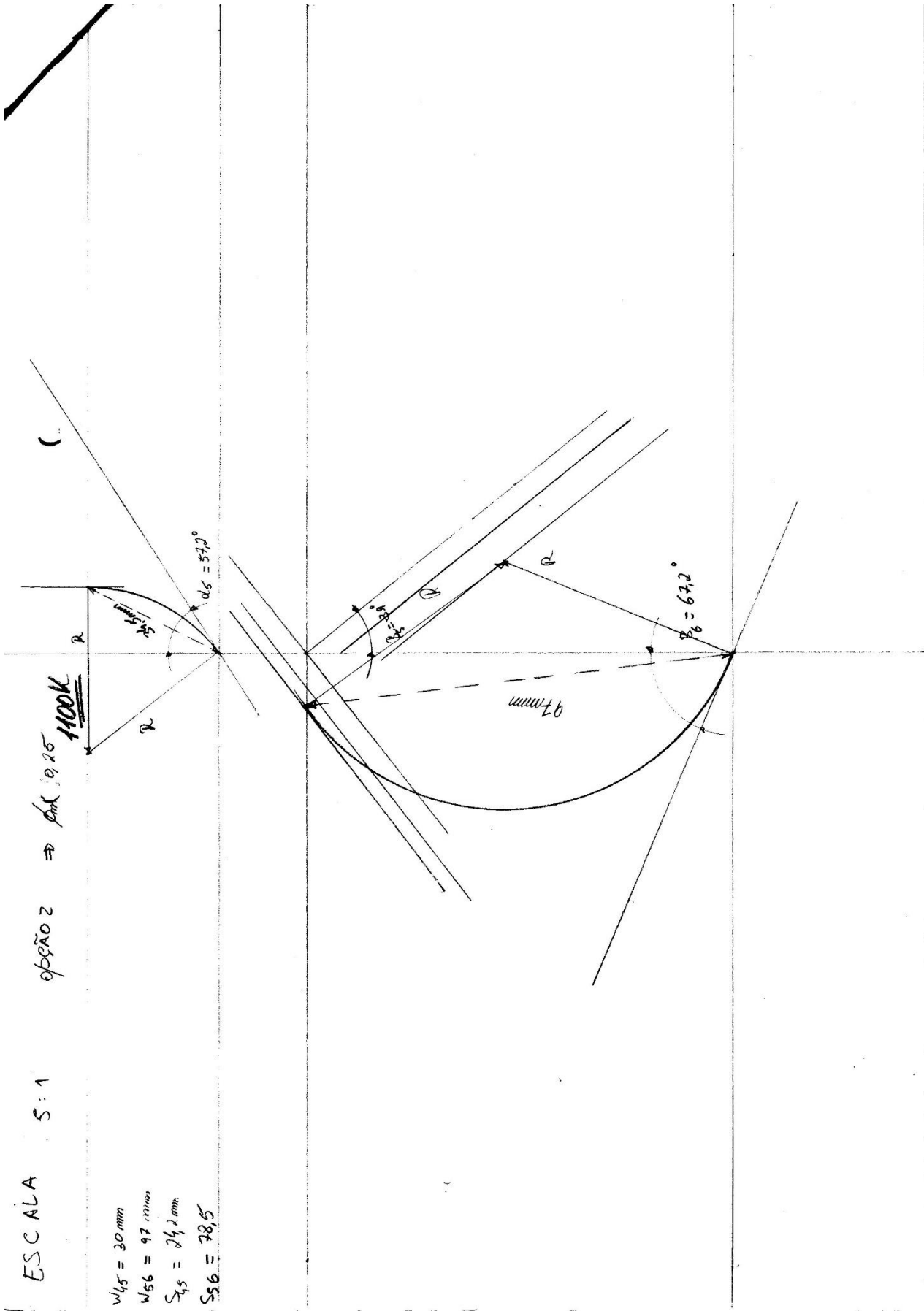
1100K

$$W_{45} = 30 \text{ mm}$$

$$W_{56} = 97 \text{ mm}$$

$$S_{45} = 24,2 \text{ mm}$$

$$S_{56} = 78,5$$



ESCALA

4:1

φ = 30°

$\phi_{im} = 61,7$

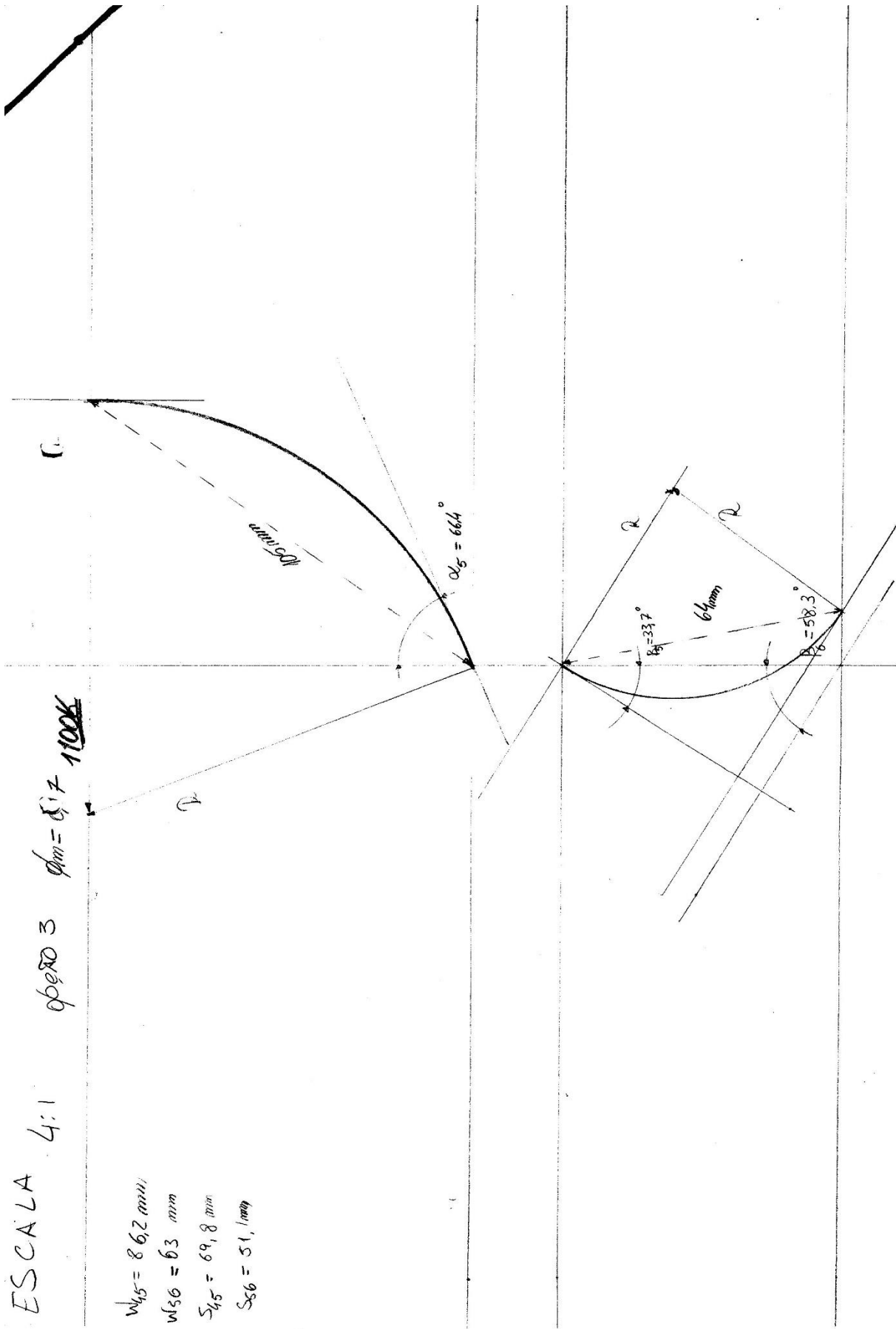
~~1100K~~

$$w_{45} = 86,2 \text{ mm}$$

$$w_{56} = 63 \text{ mm}$$

$$s_{45} = 69,8 \text{ mm}$$

$$s_{56} = 51,1 \text{ mm}$$



ESCALA 3:1

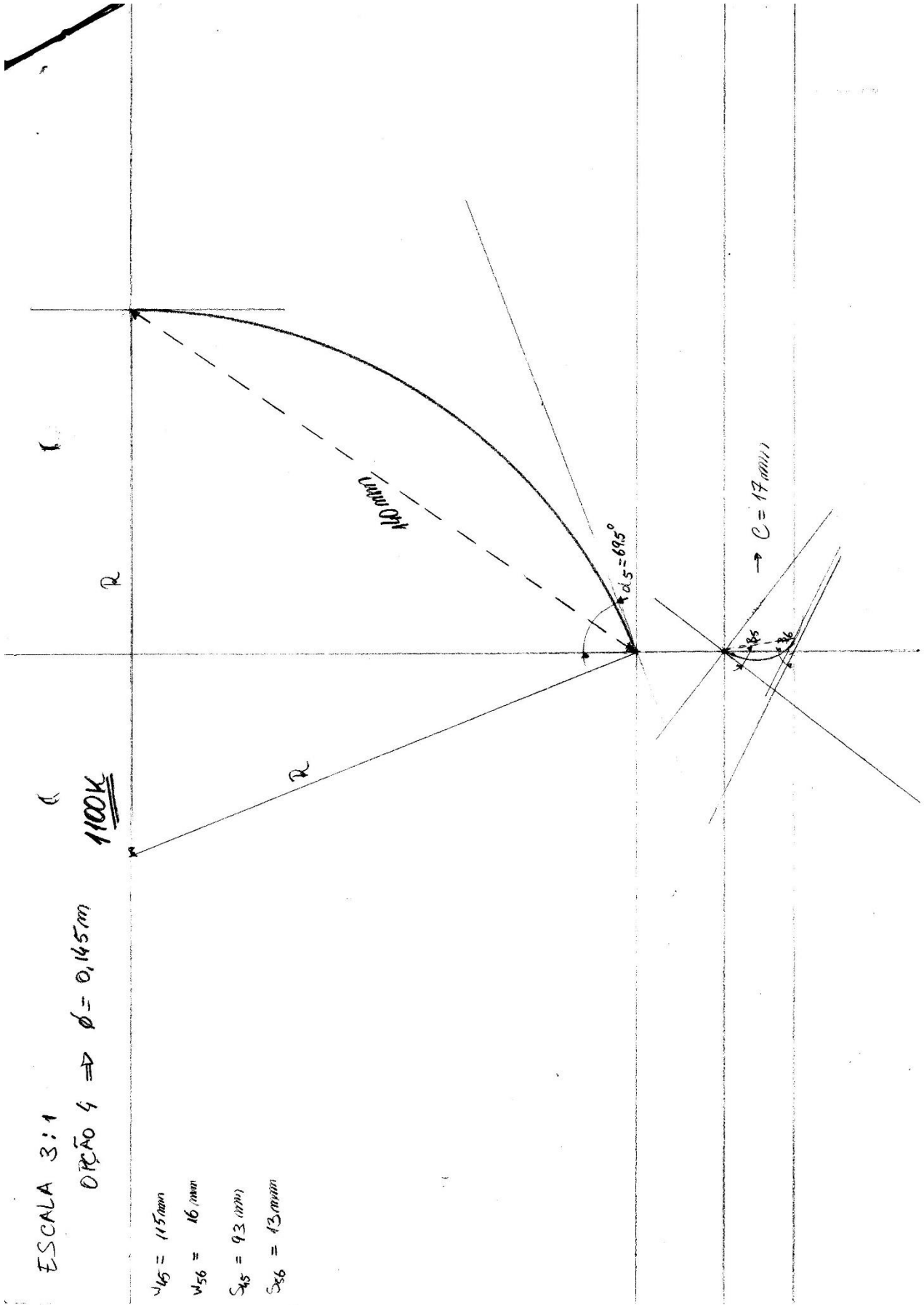
OPÇÃO 4 $\Rightarrow \phi = 0,145m$

$$V_{45} = 115mm$$

$$V_{56} = 16mm$$

$$S_{45} = 93mm$$

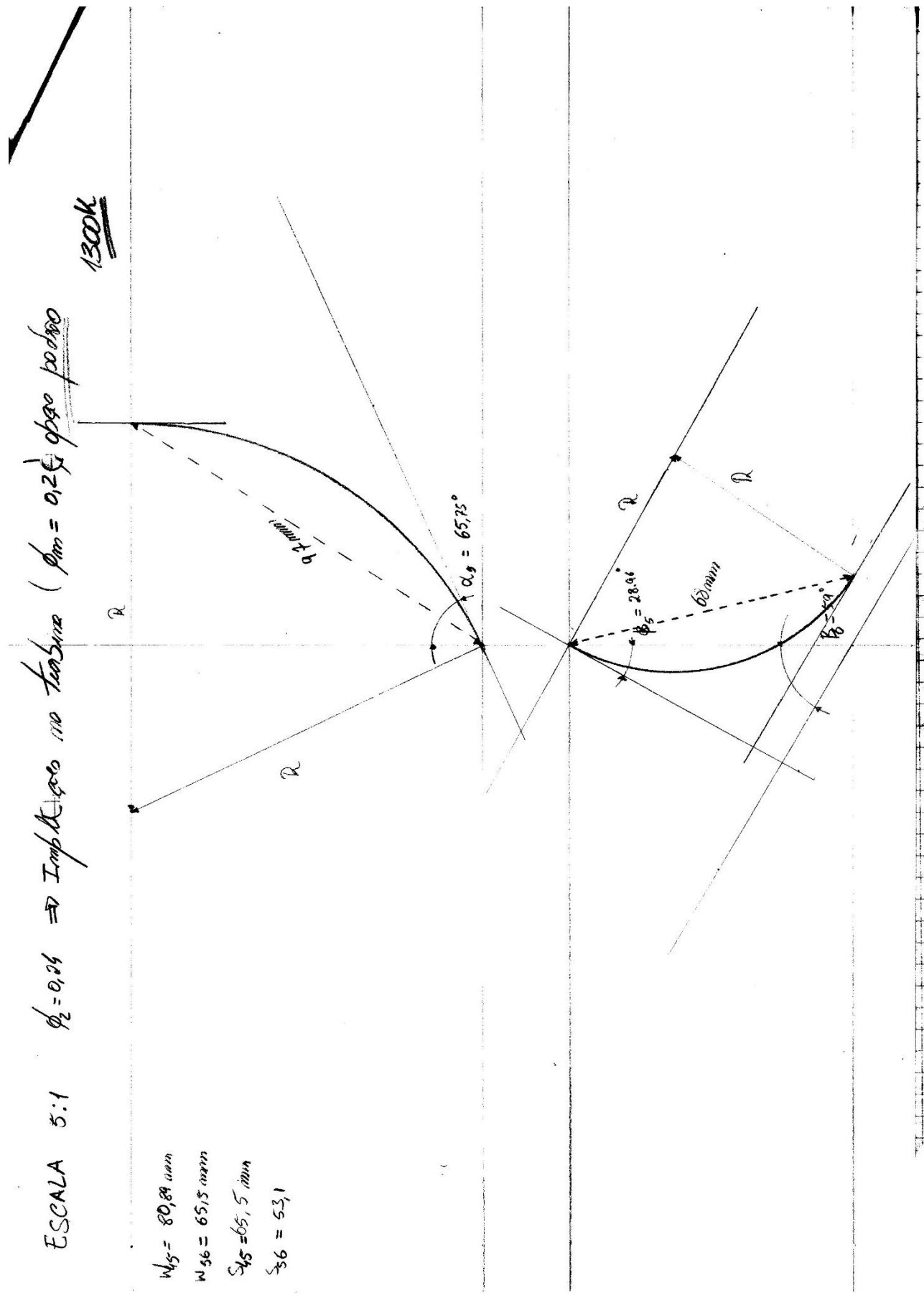
$$S_{56} = 13mm$$



ESCALA 5:1 $\phi_2 = 0,24 \Rightarrow$ Impulso no tornante $(\phi_{im} = 0,24 \phi_{80} / 100/800)$

1300K

- $W_{45} = 80,89 \text{ mm}$
- $W_{56} = 65,15 \text{ mm}$
- $S_{45} = 65,5 \text{ mm}$
- $S_{56} = 53,1$



ESCALA 5:1 $d_2 = 9,27 \Rightarrow$ Implicação no Turbina ($\phi_{im} = 92$) gesso padão 1300X

- U45 = 107,9 (mm)
- W56 = 38,4 (mm)
- S45 = 87,5 (mm)
- S56 = 44,31 (mm)

