

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UM REATOR TURBOJATO  
PARA AEROMODELOS**

**Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção do título de  
Graduação em Engenharia**

**Lister Guillaumon Pereira da Silva  
Vinícius Santini Lobo**

**Orientador:  
Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta**

*10.0*  
*dez*  
*2002*  
**Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica**

**São Paulo  
2002**

**DEDALUS - Acervo - EPMN**



31600007731

## *Agradecimentos*

É com grande alegria que encerro este trabalho e minha estadia na amada Escola Politécnica onde passei diversos momentos felizes.

Somente posso agradecer a todo o corpo docente da Escola pelo fantástico curso oferecido, sempre de alto nível.

É muito difícil agradecer a todos que contribuíram para que eu pudesse chegar ao término de um sonho. Então me restringirei às pessoas mais próximas como minha mãe Profa. Lisette Guillaumon Pereira da Silva e ao meu pai Dr. Irani Pereira da Silva que sempre me incentivaram a continuar.

Agradeço a meu colega Vinícius que esteve a meu lado batalhando bem antes de termos ingressado na Escola.

Agradeço a Deus por toda a sorte que tive durante estes anos, assim como ter criado as mulheres com uma capacidade fantástica para suportar nossa ausência em semanas de provas.

Agradeço à Roberta por ter me suportado durante quatro anos dos quais muitos dias fui ausente, devido aos inúmeros finais de semanas dedicados à Escola.

Lister Guillaumon Pereira da Silva

## *Agradecimentos*

Primeiramente agradeço a Deus por ter me colocado numa das melhores Escolas de Engenharia deste país.

Agradeço aos meus pais pela educação que me foi proporcionada sem a qual não estaria aqui.

À Escola Politécnica e todo corpo docente por ter dado condições para a realização deste projeto e direcionado minha carreira.

Ao meu grande amigo Lister que me ajudou e incentivou nesta difícil jornada. Desejo sucesso e prosperidade a sua nova fase como Engenheiro. A ele todo meu respeito e admiração como amigo e companheiro de trabalho.

A minha namorada, amiga e companheira Vanessa que há mais de cinco anos tem estado ao meu lado mesmo nas vários fins de semana em que estive ausente me dedicando a Escola Politécnica e a este projeto.

Vinícius Santini Lobo

# ÍNDICE GERAL

1. Introdução	10
2. Considerações Termodinâmicas	15
3. Definição de Metas de Desempenho	19
4. Pré-Seleção de Materiais	21
5. Seleção do Compressor	23
5.1 Medições do Compressor	24
5.2 Levantamento das Curvas de Funcionamento	26
5.3 Definição da Faixa de Operação do Compressor	33
6. Condições de Funcionamento do Combustor	36
6.1 Determinação do Combustível	36
6.2 Projeto da Câmara de Combustão	39
6.3 Cálculo da Temperatura Adiabática de Chama	40
6.3.1 Análise para Octano com 24% de Etanol	44
6.4 Dimensionamento da Câmara de Combustão	49
6.4.1 Câmara Externa	51
6.4.2 Tubo de Chama	52
7. Cálculo de Turbina	57
7.1 Especificações da Turbina	68
7.2 Análise de Resistência Mecânica da Turbina	75
7.2.1 Tração da Palheta por Centrifugação	76
7.2.2 Flexão da Palheta pelo Carregamento Fluido	77
7.2.3 Fratura diametral da turbina.	82
8. Dimensionamento do Eixo	87
9. Dimensionamento dos Rolamentos	91
10. Conclusão	95
11. Bibliografia	97
Anexo A	
Anexo B	
Desenhos de Fabricação	

## ***Índice de Figuras***

Figura 1 Exemplo de um motor 4 tempos	10
Figura 2 Exemplo de um motor 2 tempos	10
Figura 3 Exemplo de um reator a jato	11
Figura 4 Exemplo de um aeromodelo a jato	11
Figura 5 Exemplo de um aeromodelo a jato	12
Figura 6 Exemplo de um compressor radial	12
Figura 7 Vista explodida de um reator.	12
Figura 8 Câmara de combustão	13
Figura 9 Câmara de combustão	13
Figura 10 Ciclo termodinâmico	15
Figura 11 Ciclo termodinâmico	15
Figura 12 Turbo propulsor	17
Figura 13 Turbo reator	17
Figura 14 Analogia com um motor 4 tempos	17
Figura 15 Gráfico de Pressão, Temperatura ,Velocidade para um reator turbojato	18
Figura 16 Reator Turbojato com Compressor Centrífugo de um estágio, Combustor Anular e Turbina Axial	18
Figura 17 Compressor Garret M.50	23
Figura 18 Medidas do ângulo de entrada	24
Figura 19 Medidas do ângulo de saída	25
Figura 20 Triângulo de entrada	26
Figura 21 Triângulo de velocidades na saída do compressor	27
Figura 22 Curvas TxS do reator	36
Figura 23 Micro turbina desmontada	50
Figura 24 Disposição da Câmara de combustão	56
Figura 25 Diagrama TxS	57
Figura 26 Curvas de entalpia e velocidade numa turbina de ação	60
Figura 27 Descolamento do fluido da palheta da turbina	60

Figura 28	Triângulo de velocidades na entrada da palheta da turbina	61
Figura 29	Triângulo de velocidades na saída da palheta da turbina	62
Figura 30	Área de passagem dos gases na turbina	69
Figura 31	Análise da distância entre palhetas	73
Figura 32	Volume de controle	73
Figura 33	Palheta da turbina	76
Figura 34	Vista da palheta da turbina	78
Figura 35	Vista de topo da palheta	79
Figura 36	Partição da turbina ao meio	83

## *Índice de Tabelas*

Tabela 1	Lista de componentes	12
Tabela 2	Aspectos dimensionais	24
Tabela 3	Dados para o cálculo do compressor.	30
Tabela 4	Faixa de operação do compressor	35
Tabela 5	Dados para interpolação	44
Tabela 6	Coeficientes da equação interpolada	45
Tabela 7	Dados de entalpia	45
Tabela 8	Coeficientes de balanceamento da reação de combustão	46
Tabela 9	Temperatura adiabática de chama	46
Tabela 10	Análise para várias configurações de excesso de ar	47,48
Tabela 11	Valores de perdas de pressão em câmaras de combustão	51
Tabela 12	Porcentagem do ar queimado em cada zona	54
Tabela 13	Dados de entrada do combustor	54
Tabela 14	Valores para a parte frontal da zona primária	55
Tabela 15	Valores para a parte lateral da zona primária	55
Tabela 16	Valores para a zona intermediária	55
Tabela 17	Valores para a zona de diluição	56
Tabela 18	Dados da turbina e verificação de escoamento sônico	66
Tabela 19	Dados analisados para melhor aproximação da potência	66
Tabela 20	Melhor aproximação dos dados da tabela 14	67
Tabela 21	Características da turbina	68
Tabela 22	Dados da palheta da turbina e estator	72
Tabela 23	Características da turbina e estator	72
Tabela 24	Características da turbina e estator	75
Tabela 25	Resistência mecânica das palhetas da turbina	81
Tabela 26	Dados de fratura diametral da turbina	86
Tabela 27	Dados de dimensionamento do eixo	89
Tabela 28	Forças atuantes no rolamento	93

## ***Índice de Gráficos***

Gráfico 1 Curva característica do compressor.	32
Gráfico 2 Curva característica do compressor.	32
Gráfico 3 Excesso de ar x Temperatura adiabática de chama	49
Gráfico 4 Desempenho da turbina	67

## 1. INTRODUÇÃO

O alvo de nossa pesquisa é o projeto de um propulsor de alto desempenho para aeromodelos de custo de fabricação relativamente baixo, e com certa praticidade de operação.

Dentre as possibilidades de propulsores para este fim poderíamos citar, motores alternativos de 2T ou 4T já existentes no mercado. Poderíamos tentar desenvolver um projeto para utilização de turbo-compressores associados a estes motores alternativos, mas para termos um desempenho razoável de potência e peso há a necessidade de trabalharmos com motores de 4 tempos, o que implica em uma infinidade de problemas para sua construção devido a necessidade de muitos componentes críticos de tamanho reduzido para acionamento de válvulas e para o sistema de lubrificação. Podemos citar comandos de válvulas, balancins, válvulas, dutos de lubrificação e bomba de óleo.



**Figura 1** Exemplo de um motor 4 tempos



**Figura 2** Exemplo de um motor 2 tempos

Outra hipótese seria a utilização de motores foguetes impulsionados por combustível sólido ou por gases comprimidos, mas devido à periculosidade esta opção foi desconsiderada.

Então partimos para a análise da utilização de motores a jato que funcionam com ciclo Brayton. Estes motores são capazes de produzir grandes empuxos para uma massa bem menor se comparado a motores alternativos.

Esta opção de utilizarmos motores a jato para aeromodelos parece ser de difícil utilização, pois geralmente a maioria dos aficionados por aviação acredita que este tipo de propulsão é de construção complicada e restrita somente a aeronaves de grande porte.

Depois de uma pesquisa sobre este tema ficou constatado que a utilização deste tipo de motor já está sendo utilizado em aeromodelos, com um bom desempenho, levando alguns aeromodelos a atingir incríveis 400km/h.

Partimos para uma análise destes motores, verificando como foram construídos e que materiais foram utilizados, e constatamos que estes propulsores eram construídos com compressores radiais que equipam automóveis de passeio dotados de turbo-compressores.



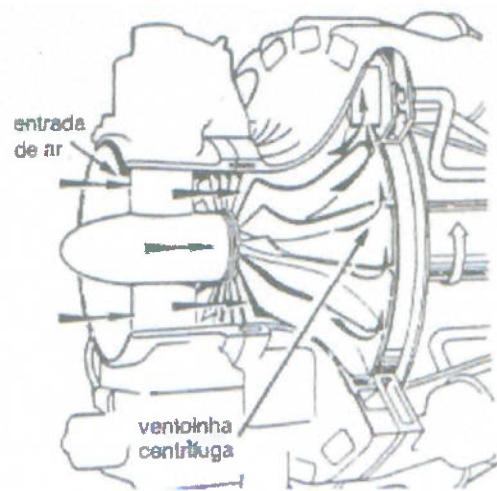
**Figura 3** Exemplo de um reator a jato



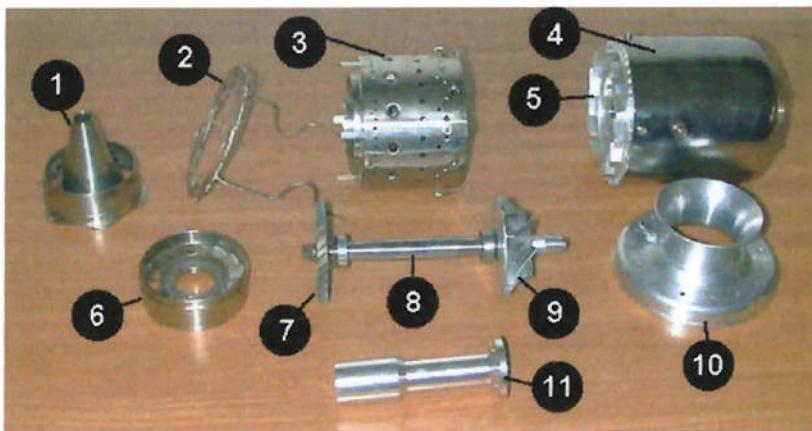
**Figura 4** Exemplo de um aeromodelo a jato



**Figura 5** Exemplo de um aeromodelo a jato



**Figura 6** Exemplo de um compressor radial



**Figura 7** Vista explodida de um reator.

1	Bocal de escape	6	Estator da turbina
2	Sistema de injeção de combustível	7	Turbina axial
3	Câmara de combustão	8	Eixo
4	Carcaça	9	Compressor centrífugo
5	Estator do compressor	10	Bocal de admissão
		11	Luva de eixo

**Tabela 1** Lista de componentes.

Um dos componentes que exigem um projeto mais bem elaborado e específico é a turbina que neste caso é uma turbina axial.

O combustor observado nas Figuras 8 e 9 é de forma anular e será adotado no nosso projeto por ser de fácil construção. No sentido de se atingir a máxima taxa de calor liberado, devemos operar dentro do tubo de chama a uma taxa de ar/combustível próxima da estequiométrica garantindo assim maior estabilidade as custas de um aumento no nível de emissões, principalmente Nox. Todo o material pesquisado sempre fez uma grande menção à temperatura dos gases, pois estes propulsores geralmente não estão dotados de nenhum mecanismo de refrigeração nas palhetas da turbina, estando sempre limitando as temperaturas em torno de 600°C para que não haja comprometimento da turbina e do combustor.

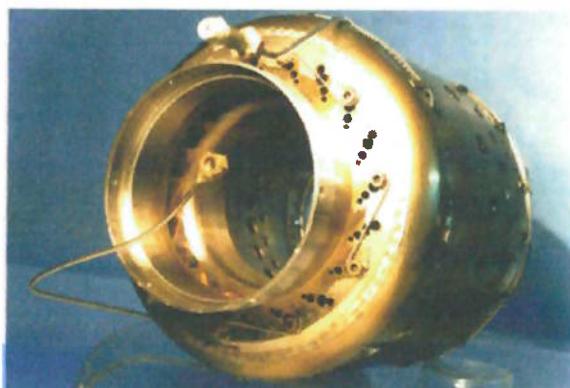


Figura 8 Câmara de combustão



Figura 9 Câmara de combustão

O procedimento utilizado para impedir o aquecimento dos gases muito acima de 600°C é a utilização de relação Ar/Combustível sempre alta na entrada do combustor, sendo que uma fração do ar irá para dentro do tubo de chama e a outra seguirá pelo bypass.

Este procedimento reduz as temperaturas, mas também reduz muito o rendimento do propulsor visto que o compressor irá consumir uma potência elevada para a compressão do ar que não será utilizada na combustão e somente será utilizada como fluido de arrefecimento.

Uma possibilidade de obtermos maiores temperaturas admissíveis seria a utilização de materiais mais resistentes a altas temperaturas, mas isto iria encarecer o motor e o ganho

de desempenho poderia ser sentido em um menor consumo de combustível para uma mesma potência, porém este não é objetivo principal de projeto.

Alguns modelos analisados eram propulsionados a propano/butano por apresentarem excelente carburação, mas para o nosso projeto foi feito um direcionamento para combustíveis líquidos por apresentarem menor periculosidade, e por poupar uma massa adicional ao aeromodelo com o transporte de um vazo de pressão, visto que um tanque de combustível é feito de paredes bem mais delgadas e possivelmente de plástico. Para injetarmos o combustível líquido teremos a necessidade de uma bomba de combustível, mas sua massa é pequena.

Um problema crítico a ser resolvido é a lubrificação, pois temos rotações altíssimas do rotor, variando de 35.000 rpm a 100.000 rpm. Para estas rotações o mais intuitivo seria a utilização de mancais de deslizamento, como é o usual em turbo-compressores automotivos, porém, para tanto é imprescindível que haja uma bomba para a pressurização do óleo, o que representaria um custo a mais e comprometimento da massa total do reator. O praticado pelos fabricantes é a utilização de rolamentos de esferas ou de roletes. Ambos são severamente exigidos nestas rotações e temperaturas apresentando um grande aquecimento, o qual deve ser considerado. Podemos citar a solução de um fabricante que fez com que o combustível circulasse entre os rolamentos antes de sua queima, reduzindo a temperatura deste, mas criando outro problema devido à extração do lubrificante original do rolamento reduzindo a sua vida.

## 2. CONSIDERAÇÕES TERMODINÂMICAS

Fundamentalmente uma turbina a gás é constituída por quatro seções principais : Compressor , Câmara de Combustão , Turbina , Bocal de Escape. Esta consegue sua força propulsiva pela aplicação da terceira lei de Newton que afirma que para uma dada ação existe uma reação na mesma direção e sentido oposto.

O compressor que usaremos é um compressor centrífugo de estágio simples onde a compressão é atingida acelerando o ar numa direção perpendicular ao eixo do motor. Este tipo de compressor é bastante apropriado para motores pequenos onde não é essencial grandes razões de compressão. Como vantagens ele possui baixo peso , resistência a objetos estranhos encontrados no ar , simplicidade , baixo custo . Como desvantagem possui número de estágios bem limitado ( e consequentemente razão total de compressão limitada).

O ciclo de um turbo compressor a gás é o ciclo de Brayton. Ele se encontra na Figura 10 em um diagrama PxV e na Figura 11 em um diagrama TxS.

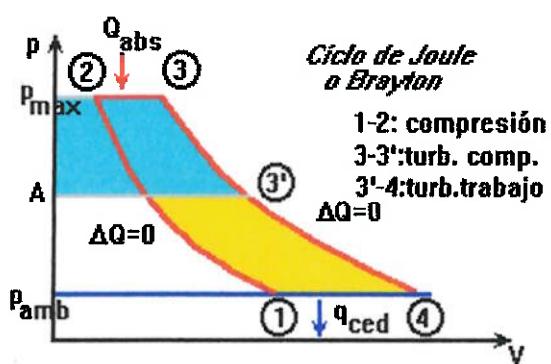


Figura 10 Ciclo termodinâmico

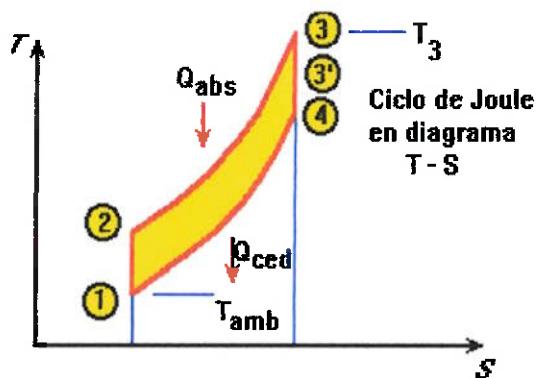


Figura 11 Ciclo termodinâmico

Onde em 1 se toma ar ambiente realizado pelo compressor (a P1 e T1). Este se comprime até 2 segundo uma adiabática. Após isso o ar comprimido é introduzido na câmara de combustão onde se agrega uma certa quantidade de combustível e ocorre a queima. Durante a combustão ocorre a expansão 2-3. Podemos considerar esse processo como isobárico. Como na câmara de combustão entra tanto fluido como o que sai, a pressão praticamente não varia. A temperatura T3 (gases de combustão) é uma temperatura crítica porque corresponde a maior temperatura do ciclo. Portanto os elementos submetidos a T3 são os mais solicitados. Continuando vem a expansão dos gases até a pressão ambiente. Essa expansão divide-se em duas fases: na primeira (de 3-3') o trabalho de expansão se recupera na turbina que serve para acionar o compressor. Na segunda (de 3' - 4) existem duas opções :

- Se entre 3' e 4 se instala uma turbina , o trabalho de expansão se converte em trabalho mecânico. Se trata de turbo-propulsor o que comumente se chama turbina a gás.
- Se entre 3' e 4 se segue com a expansão dos gases em um bocal , o trabalho de expansão se converte em energia cinética nos gases . Esta energia cinética serve para impulsionar o motor. Se trata de um turbo reator o que comumente se chama motor a reação.

Finalmente os gases de combustão vão para a atmosfera em 4 . O processo 4-1 é virtual e corresponde ao resfriamento dos gases até atingir a temperatura ambiente.

As Figuras 12 e 13 abaixo correspondem ao turbo propulsor e ao turbo reator :

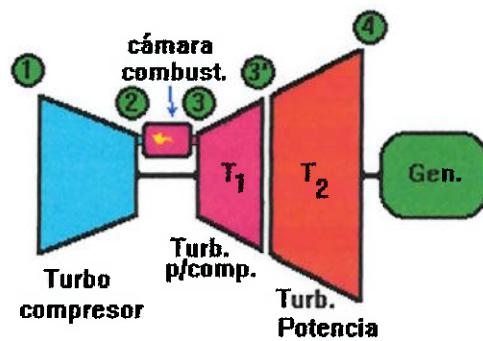


Figura 12 Turbo propulsor

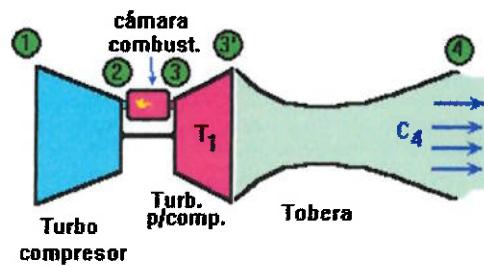


Figura 13 Turbo reator

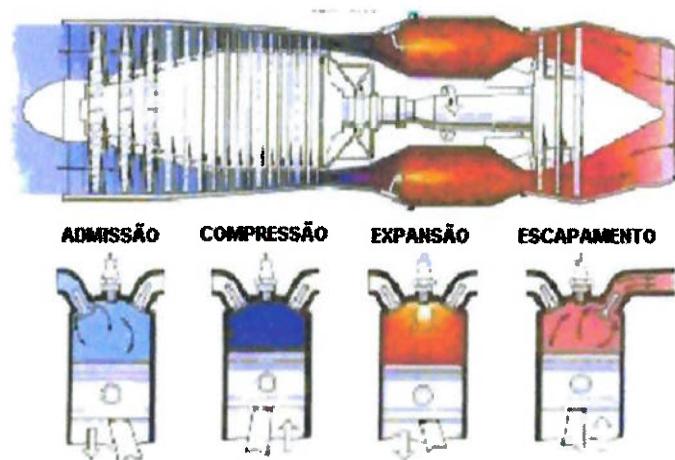


Figura 14 Analogia com um motor 4 tempos

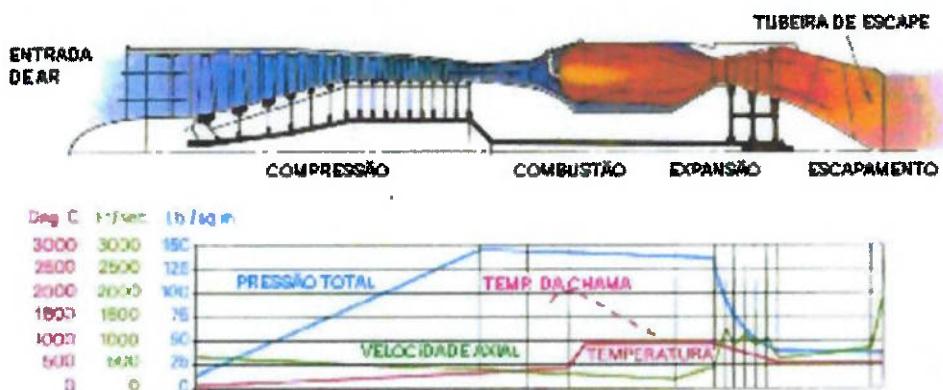


Figura 15 Gráfico de Pressão, Temperatura ,Velocidade para um reator turbojato

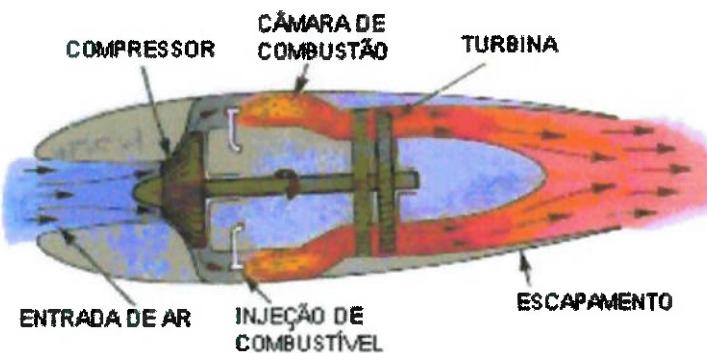


Figura 16 Reator Turbojato com Compressor Centrífugo de um estágio, Combustor Anular e Turbina Axial

### 3. DEFINIÇÃO DE METAS DE DESEMPENHO

Neste item iremos definir os parâmetros pelo qual basearemos todo o desenvolvimento do projeto. Inicialmente podemos definir alguns parâmetros de suma importância para o projeto como o Empuxo, este referindo-se a força exercida pelo reator sobre a fuselagem do aeromodelo. Este parâmetro é um dos mais difíceis de se relacionar com o desempenho do aeromodelo pois matematicamente percebemos que ele é função da vazão mássica dos gases, da diferença de velocidade entre a admissão e o escape de gases assim como a diferença de pressões entre a entrada e a saída do reator.

$$E = \dot{m}(V_2 - V_1) + A_2 P_2 - A_1 P_1$$

onde os índices 1 e 2 referem-se imediatamente a montante e a jusante, respectivamente

Para o nosso reator, de acordo com o praticado pelo aeromodelistas, precisamos de um empuxo estático ao redor de 4kgf.

Outro fator muito importante para de desenvolvimento é a relação de pressões, que esta diretamente ligada ao rendimento térmico, como podemos observar:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_p \frac{k-1}{k}}$$

onde  $r_p$  representa a relação de pressões, interna fornecida pelo compressor e atmosférica local e  $k$  é a constante politrópica do gás.

Por esta relação fica claro que quanto maior for a pressão interna do reator, melhor será o seu desempenho, mas nós temos algumas limitações que impedem que este valor seja elevado, como a temperatura praticada que não deve exceder 600°C principalmente na turbina que trabalha em altas rotações.

Também devemos lembrar que um projeto de compressor é difícil e caro de ser realizado, logo o mais prático seria partir de um compressor já existente. No nosso caso será algum compressor utilizado em turbo-compressores de automóveis ou caminhões, o que acabamos por limitar a nossa relação de pressões em torno de 4,0.

Um dos fatores mais importantes para o projeto de um motor que irá ser instalado em um aeromodelo ou avião é a sua massa, pois um motor não terá utilidade se ele não possui potência nem para “carregar” a si mesmo. Iremos considerar que este nosso reator não deve possuir uma relação empuxo/massa inferior a 2,5 ou seja, não deve apresentar uma massa superior a 1,6Kg.

#### 4. PRÉ-SELEÇÃO DE MATERIAIS

De acordo com o mencionado anteriormente, já possuímos algumas especificações de materiais para o nosso projeto como compressor que irá ser aproveitado de algum turbo-compressor e então será selecionado algum que seja construído a base de liga de alumínio.

Para os periféricos o mais indicado seria também alguma liga de alumínio, mas devido às propriedades do alumínio, não é possível construir uma turbina-estator deste metal pois para temperaturas de 600°C haveria fusão das palhetas. Para o alumínio recomenda-se que não tenhamos temperaturas superiores a 300°C, logo deveremos selecionar algum aço-níquel como o SAE 4340 ou os da família INCONEL pois esta liga possui boa resistência mecânica para temperaturas até 982°C. Poderíamos tentar utilizar algum aço carbono, mas estes são recomendados para temperaturas de até 538°C, ou seja para este material, deveremos desenvolver um excelente projeto térmico, e mesmo assim correríamos o risco de termos uma palheta sendo arrancada a altas rotações.

De acordo com a norma MIL-HDBK-5H foi constatado que o INCONEL é a melhor opção pois esta liga apresenta uma linearidade de suas propriedades com o incremento de temperatura maior que o AISI-4340, assim como uma menor tendência a propagação de trincas o que neste caso é extremamente crítico.

Outro fator importante que nos fez decidir utilizar esta liga é que o INCONEL não tem tanta propensão à oxidação quanto o AISI-4340.

Assim decidimos utilizar este material tanto para a turbina quanto para o estator da turbina.

Para o eixo-luva-câmara de combustão poderemos utilizar o AISI-4340 pois neste componente temos temperaturas ainda bem elevadas mas não há uma solicitação tão severa quanto na turbina.

O resto dos componentes como carcaça,câmara de combustão, tubeira de escape, podemos utilizar algum aço de menor qualidade se comparado com o INCONEL e o AISI 4340; de preferência algum aço INOX para prevenção de possíveis pontos de corrosão.

Para o bocal de admissão podemos utilizar alguma liga de alumínio ou algum material polimérico como o teflon.

## 5. SELEÇÃO DO COMPRESSOR

Para a seleção do compressor realizamos algumas visitas em revendedores de compressores automotivos para a melhor escolha. Fomos informados de que para obtermos uma boa vazão de ar com um bom aumento de pressão é necessário um compressor com um trim(Diâmetro de entrada/ diâmetro de saída) baixo. Outra informação colhida é que para conseguirmos uma relação de pressão ao redor de 4,0 atm a rotações em torno de 90.000 rpm é necessário que o diâmetro externo do compressor seja ao redor de 70mm, logo escolhemos um compressor Garret M.50.

Este compressor é muito utilizado em preparação de motores VW-AP-1800cm<sup>3</sup> que equipam a família Gol.



**Figura 17** Compressor Garret M.50

Após a aquisição de um exemplar deste compressor foram elaboradas as devidas medições deste para um posterior cálculo do seu desempenho com a finalidade de iniciar o projeto dos outros componentes do reator.

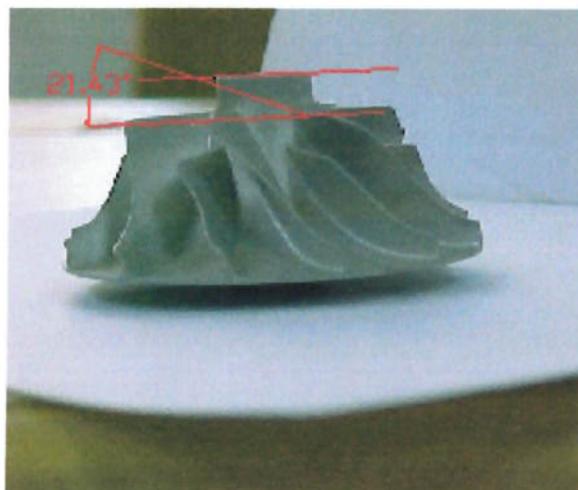
## 5.1 Medições do Compressor

Para a medição das dimensões do compressor foram utilizados como equipamentos de medição o paquímetro para os diâmetros e espessuras, o software Autocad para a medição dos ângulos, pois esta peça possui muitos detalhes para que fosse utilizado o projetor de perfil. Algumas dessas medidas estão presentes no Anexo A e na tabela 2.

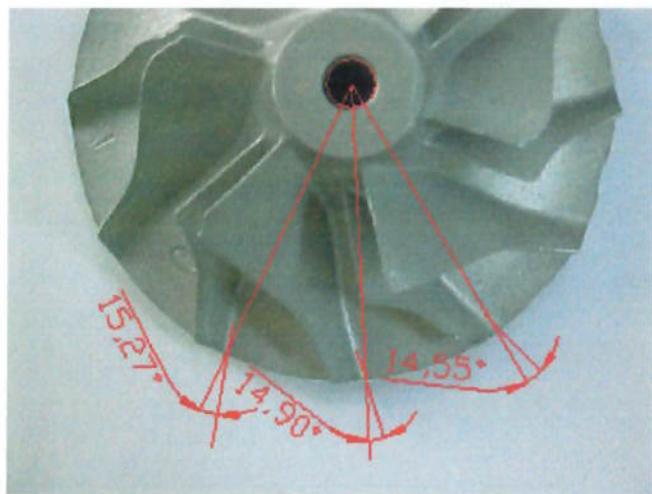
Sendo elaborado a seguinte tabela:

Diâmetro menor	57,00	mm
Diâmetro maior	75,00	mm
Diâmetro do centro	28,95	mm
Espessura de palheta	0,62	mm
nº palhetas na entrada	6,00	
nº palhetas na saída	12,00	
Angulo de entrada	21,43	graus
Angulo de saída	14,90	graus

**Tabela 2** Aspectos dimensionais



**Figura 18** Medidas do ângulo  $\alpha$  de entrada

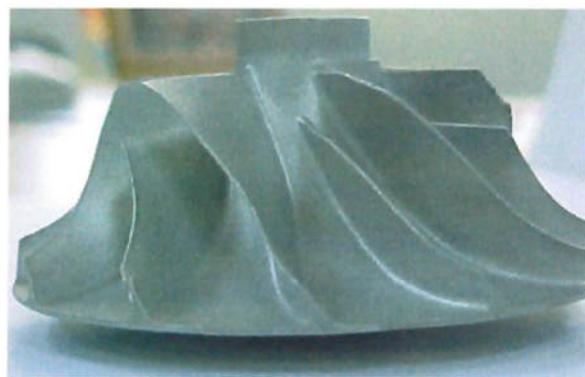
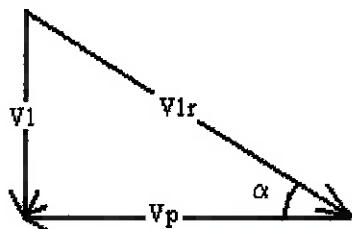


**Figura 19** Medidas do ângulo  $\beta$  de saída

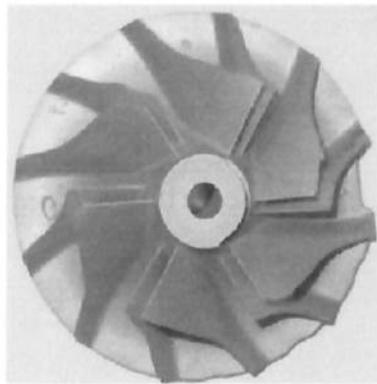
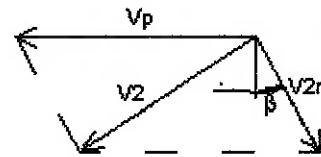
## 5.2 Levantamento das Curvas de Funcionamento

Para a utilização deste compressor faz-se necessário o conhecimento da curva de desempenho do compressor, o que não pode ser obtida pelo fabricante pois este se negou a informá-la relatando que estas informações eram confidenciais. Então a solução obtida foi elaborar uma estimativa da curva de acordo com os ângulos e dimensões levantados.

Os triângulos de velocidade do compressor podem ser mostrados nas figuras abaixo:



**Figura 20** Triângulo de entrada



**Figura 21** Triângulo de velocidades na saída do compressor

Onde:

- $V_p$       Velocidade tangencial da palheta, sendo então diferente na saída e na entrada.
- $V_1$       Velocidade de entrada na face de sucção.
- $V_{1r}$       Velocidade relativa à palheta na face de sucção.
- $V_2$       Velocidade absoluta na saída do compressor.
- $V_{2r}$       Velocidade relativa à palheta na saída do compressor.
- $\beta$       Ângulo de saída do compressor.

Para regime permanente podemos escrever a equação de Euler para turbomáquinas:

$$\vec{T}_{eixo} = \int_{sc} \vec{r} \times \vec{V} \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

sendo T o torque no eixo.

Podemos simplificá-la para:

$$T = \dot{m} \cdot r \cdot (V_{2x} - V_{1x})$$

onde as coordenadas X e Y referem-se a direção tangencial e radial ao compressor respectivamente.

Sendo:

$$W = T \cdot \omega$$

onde  $\omega$  é a rotação em rad/s e W é a potência exigida no eixo.

Podemos indicar:

$$W = \dot{m} \cdot R_2 \cdot \omega \cdot V_{2X} - \dot{m} \cdot R_1 \cdot \omega \cdot V_{1X}$$

onde a velocidade tangencial na entrada é nula logo:

$$W = \dot{m} \cdot R_2 \cdot \omega \cdot V_{2X}$$

Do triângulo de velocidades podemos afirmar:

$$V_{2X} = V_p - V_{2rX}$$

onde  $V_{2rX}$  pode ser escrito como:

$$V_{2rX} = V_{2r} \cdot \sin(\beta)$$

sendo  $\beta$  o ângulo de saída.

$$U = \omega \cdot R_2$$

Logo:

$$V_{2X} = U - V_{2r} \cdot \sin(\beta)$$

onde:

- |    |  |
|----|--|
| R1 | Distância do centro do rotor ao ponto médio da paleta na face de sucção. |
| R2 | Distância do centro do rotor à extremidade da paleta na face de saída.   |
| A1 | Área da face de sucção (subtraída da área do perfil das paletas).        |
| A2 | Área da face de saída (subtraída da área do perfil das paletas).         |

Mas da conservação de massa para regime permanente:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot V_{2rY} \cdot A_2$$

$$\dot{m} = \frac{P_2}{R T_2} \cdot V_{2rY} \cdot A_2$$

$$V_{2rY} = V_{2r} \cdot \cos(\beta)$$

Logo:

$$V_{2r} = \frac{\dot{m} \bar{R} T_2}{P_2 A_2 \cos(\beta)}$$

sendo  $\bar{R}$  a constante do ar,  $P_2$  e  $T_2$  a pressão e temperatura do ar na saída do compressor.

Agora podemos reescrever a equação da potência para estes novos parâmetros:

$$W = \dot{m} U \left( U - \frac{\dot{m} \bar{R} T_2 \tan(\beta)}{P_2 A_2} \right) \quad (\text{I})$$

Aplicando a 1º de da termodinâmica:

$h_1 + Q = h_2 + W$  (desprezando as velocidades de entrada e saída pois ao entrar na câmara de combustão devemos ter  $V_2$  muito baixa e de acordo com o volume de controle devemos ter  $V_1$  nulo para regime estacionário do motor, e admitindo como uma compressão adiabática):

$$W = h_2 - h_1 \text{ (valores absolutos)}$$

$$W = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad (\text{II})$$

De (I) e (II):

$$W = \dot{m} U \left( U - \frac{\dot{m} \bar{R} T_2 \tan(\beta)}{P_2 A_2} \right) = \dot{m} c_p (T_2 - T_1)$$

$$T_2 = \frac{\left( \frac{U^2}{c_p} + T_1 \right)}{\left( 1 + \frac{\dot{m} U \bar{R} \tan(\beta)}{P_2 A_2 c_p} \right)}$$

Admitindo o ar como gás perfeito podemos representar sua compressão através da equação:

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

onde  $k$  é o coeficiente politrópico do ar.

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left[ \left( \frac{U^2}{cp} + T_1 \right) \left( 1 + \frac{\dot{m} \cdot U \cdot R \cdot \tan(\beta)}{cp \cdot P_2 \cdot A_2} \right) T_1 \right]^{\frac{K}{K-1}}$$

É importante ressaltar que esta equação está em função de um parâmetro de saída P2. Este valor será usado para estimar a potência de forma iterativa.

Desta equação temos a possibilidade de gerar as curvas características teóricas do compressor a partir de uma aproximação inicial de P2 que deverá convergir iterativamente para P2.

Os valores das medidas e ângulos do compressor foram utilizados em um gráfico Excel para gerar gráficos de razão de pressão em função da vazão de ar comprimido.

De acordo com as equações indicadas foram feitas algumas considerações sobre a pressão final do ar comprimido. Este valor de pressão foi utilizado na equação iterativamente até que atingissemos um valor de pressão final de acordo com a pressão final observada no gráfico gerado.

Parâmetro de entrada do compressor:				Constantes		Ângulo do rotor	
P1 (Pa)	97700	Alfa (rad)	0,374013	R do gás (J/Kg.K)	287	Alfa(º)	21,43
T1 (K)	300	Beta (rad)	0,2600464	Tamb (K)	300	Beta(º)	14,9
R1 (m)	0,0215	A1 (m <sup>2</sup> )	0,0016637	Pamb	1		
R2 (m)	0,0375	A2 (m <sup>2</sup> )	0,0011002	K	1,4		

**Tabela 3** Dados para o cálculo do compressor.

Para a estimativa do parâmetro P2 é necessário o conhecimento da vazão mássica e esta nós podemos estimar com base no veículo em que este compressor é aplicado. No caso é um Gol dotado de um motor de 1.8L com quatro cilindros.

Sabendo que normalmente temos uma pressão de 2,2 atm no duto de admissão quando este motor está em plena carga a 6000rpm, podemos admitir que ele aspire um volume conforme a equação:

$$V = rpm * cilindrada / 60 * 2$$

Sabendo que este motor é de quatro tempos.

$$V = 90 \text{ L/s}$$

Para determinar a massa de ar admitida podemos utilizar a seguinte equação:

$$M_{ar} = \text{densidade. } V \cdot \text{enchimento}$$

O enchimento do motor expressa uma relação entre o que efetivamente adentrou no motor pelo valor possível devido a perdas de carga generalizadas entre coletor de admissão e válvulas. Podemos admitir 0,9 como um bom valor para um motor sobrealimentado.

$$M = \text{Pressão} * V * \text{enchimento} / R_{gas} \cdot T_{gas}$$

$$M = (220000 * 90 \cdot 10^{-3} * 0,9) / (287 * 365) = 0,1701 \text{ Kg/s}$$

Nos não iremos adotar este valor, pois durante pesquisas com preparadores de motores o valor de pressão de 2,2 atm é praticado, porém ele é abaixo do valor possível do compressor. Isto foi comprovadamente observado durante um teste de aceleração no autódromo de Interlagos onde observamos um Gol dotado deste compressor atingir 6000rpm com a válvula de alívio do turbo acionada para não deixar a pressão ultrapassar os 2,2 atm com o objetivo de não ocorrer maiores danos no motor.

Então estimamos uma vazão de 0,2Kg/s para o nosso projeto, e iremos adotar este valor para todas as análises.

Com o auxílio do Microsoft Excel conseguimos expor de forma gráfica as curvas do compressor para diversas rotações. Apesar das curvas serem teóricas, servem como base para estimar os valores reais.

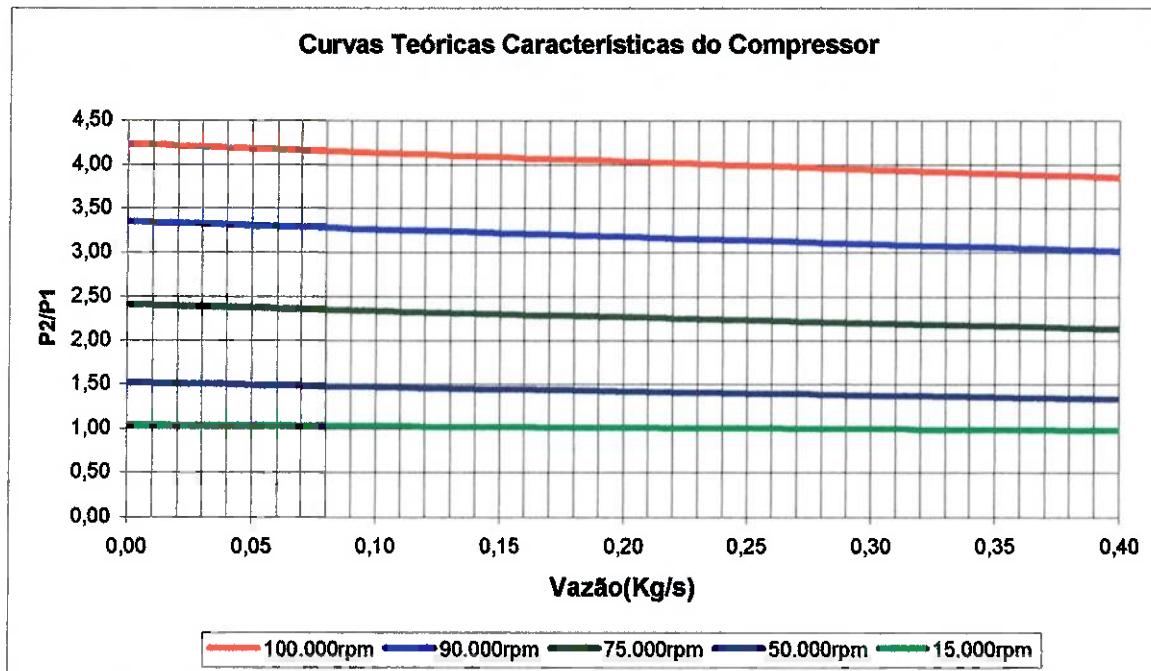


Gráfico 1 Curva característica do compressor.

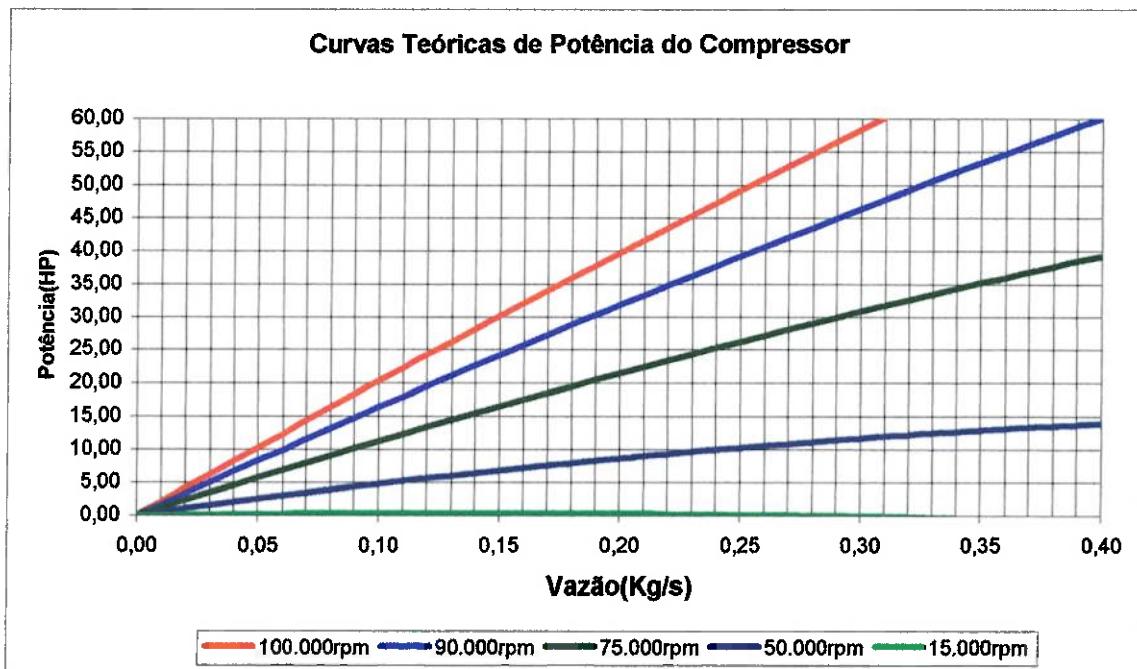


Gráfico 2 Curva característica do compressor.

Ao analisar os resultados obtidos, foi observada uma potência demasiada para a compressão, então iremos realizar uma análise para checar estes valores:

Da 1º lei da termodinâmica para compressores em módulo:

$$W = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}$$

$$W = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Substituindo alguns valores como  $m=0,2\text{Kg/s}$ ,  $P_2/P_1=3,19$ (90.000 RPM) e  $T_1=300\text{K}$  com  $T_2$  obtido através da equação abaixo:

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

$$T_2 = 417,89\text{K}$$

Sendo  $C_p=1006 \text{ J/Kg.K}$ (para uma pressão de aproximadamente 2,5 atm) obtemos:

$$W=23719,468\text{Watt}=31,80 \text{ Hp}$$

De acordo com o gráfico obtemos:

$W=31,78\text{Hp}$  , que era o valor esperado, com um erro de 0,09%.

### 5.3 Definição da Faixa de Operação do Compressor

Para o desenvolvimento do projeto iremos definir uma condição ideal de funcionamento e para as outros deverá ser feito um trabalho mais específico.

Levando em conta todos os fatores como blocagem na entrada, saída e que devemos trabalhar com uma vazão superior à vazão crítica de estabilidade, pois caso trabalhemos com uma vazão inferior a esta teremos um escoamento pulsante.

Selecionamos uma rotação de 90.000 RPM com uma vazão de 0,2Kg/s o que de acordo com o Gráfico 1 obtido nos leva a uma relação de pressão de 3,19 que representa uma pressão de 3.19 atm na saída do compressor.

Como em momento algum levamos em conta as perdas de pressão devido às folgas do rotor em relação à carcaça ou as perdas devido ao atrito ou recirculações, iremos admitir que teremos perdas na pressão da ordem de 20%, com isso recalcularemos a potência ideal de compressão para determinar a eficiência deste compressor, visto que normalmente para compressores deste tipo esperamos uma eficiência não maior que 80% de acordo com a bibliografia.

$$P_{2\text{real}} = P_{2\text{teórico}} \cdot (1-0,2) = 3,19 \cdot 0,8 = 2,55 \text{ atm}$$

Cálculo da temperatura na saída do compressor:

$$\frac{T_1}{T_{2\text{teórico}}} = \left( \frac{P_1}{P_{2\text{real}}} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$T_{2\text{teórico}} = 391,99 \text{ K}$$

$$W_{\text{teórico}} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}$$

$$W_{\text{teórico}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$W_{\text{teórico}} = 0,2 \cdot 1006 \cdot (391,99 - 300) = 18508,49 \text{ W} = 24,82 \text{ HP}$$

Mas do gráfico de potência obtemos  $W = 31,78 \text{ HP}$

Calculando o rendimento:

$$\eta = W_{\text{real}} / W_{\text{gráfico(projeto)}} = 24,82 / 31,78 = 0,78$$

$$\eta = 78\% \text{ de eficiência.}$$

o que está de acordo com o esperado para um compressor radial automotivo.

Definido o funcionamento do compressor iremos passar para a etapa seguinte que é um pré-projeto do combustor e turbina.

A Tabela 4 abaixo resume os dados da faixa de operação do compressor.

Rotação	90.000 rpm
Taxa de Compressão	2,55
Pressão Atmosférica	100 Kpa
Pressão de Saída	255 Kpa
Potência Requerida	31,78 HP
Vazão	0,20 Kg/s

**Tabela 4** Faixa de operação do compressor.

## 6. CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO DO COMBUSTOR

Neste tópico iremos estimar o consumo de combustível para posterior projeto do combustor propriamente dito. Vamos considerar o ar como gás perfeito em regime permanente, e iremos considerar a energia cinética no interior do combustor como uma constante pois as velocidades de entrada e saída deste são praticamente de mesma ordem, assim a diferença entre elas pode ser desconsiderada.

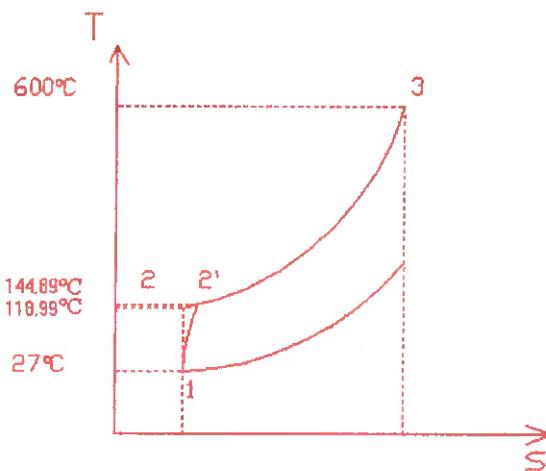


Figura 22 Curvas TxS do reator

### 6.1 Determinação do Combustível

Para o desenvolvimento do projeto do combustor há a necessidade de se definir o combustível a ser utilizado. Como estamos tratando de um reator para ser utilizado em aeromodelos devemos salientar a necessidade de termos um combustível acessível tanto do ponto de vista de custos como do ponto de vista de facilidade de obtenção. Assim dentro das nossas possibilidades temos como opção a utilização dos seguintes combustíveis:

- Gasolina.
- Álcool (Automotivo).
- Querosene.
- Óleo Diesel.

Para o estudo de viabilidade destes combustíveis podemos analisar diversas propriedades como poder calorífico, densidade, ponto de fulgor, radiação de chamas.

Do ponto de vista do Poder calorífico temos todos eles semelhantes com exceção do álcool que possui um PCI da ordem de 60% da média dos demais.

Álcool(etanol) 5970 Kcal/Kg

Gasolina(22% álcool etílico anidro) 9450 Kcal/Kg

Óleo Diesel(núro de cetanas 50) 10200 Kcal/Kg

Querosene 10100 Kcal/Kg

Poderíamos tentar utilizar o álcool como combustível, com a vantagem de ele possuir uma radiação de chamas bem baixa, o que é uma grande vantagem do ponto de vista de superaquecimento do combustor, porém ele tem como inconveniente um ponto de fulgor elevado, dificultando a partida do motor assim como sua carburação, além de termos a necessidade de um tanque de combustível maior para comportar mais combustível devido ao baixo rendimento provocado pelo baixo PCI.

Os outros combustíveis possuem do ponto de vista energético as mesmas características, e como eles são formados por hidrocarbonetos, tem grande emissividade de chamas. Assim o fator diferencial é o ponto de fulgor e a viscosidade. O ponto de fulgor é a temperatura mais baixa na qual os vapores de combustível podem ser inflamados, portanto, está relacionado com a partida dos motores. A viscosidade tem influência no jato de combustível injetado na câmara sendo que uma maior viscosidade dificulta a pulverização. O querosene foi descartado, pois não havia nenhum motivo para a escolha

deste para o aeromodelo visto que ele é mais difícil de ser adquirido que a Gasolina ou o Diesel, e como o Diesel é composto de cadeias carbônicas maiores e não se consegue facilmente uma queima “limpa”, optou-se pela Gasolina automotiva convencional.

Sendo o calor específico do ar em torno de 1,0035 KJ/Kg.K e o calor específico da Gasolina em torno de 1,71 KJ/Kg.K e sabendo que estamos trabalhando com uma relação ar/combustível de mais de 70(será demonstrado adiante), podemos afirmar que o calor específico da mistura poderá ser considerado como uma media ponderada entre o combustível e o ar comprimido, então adotaremos o calor específico da mistura como sendo 1,011KJ/Kg.K.

Para determinar o consumo de combustível do reator iremos aplicar o 1º princípio da Termodinâmica ao combustor:

$$Q = \dot{m}_{gases} \cdot c_{pgás} \cdot (T_3 - T_2)$$

Igualando esta equação ao calor gerado pelo combustível:

$$\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{gasolina} \cdot \eta_{queima} \cdot \eta_{perdas} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{pgás} \cdot (T_3 - T_2) + \dot{m}_{comb} \cdot c_{pcomb} \cdot (T_3 - T_{amb})$$

Levando em conta que para o nosso combustor devemos ter perdas térmicas na parede em torno de 5% e perdas na combustão devido a queima incompleta do combustível da ordem de 2%.

Substituindo os valores encontramos o valor do consumo de combustível para a rotação de projeto que é a rotação de maior empuxo deve estar próximo de:

$$\dot{m}_{comb} = 2,50 \text{ g/s}$$

No início do cálculo foi feita a hipótese de que a relação ar/combustível seria acima de 70, agora temos subsídios para checar a veracidade desta hipótese.

$$F = m_{ar} / m_{comb} = 0,2 / 2,5 \cdot 10^{-3} = 80,00$$

## 6.2 Projeto da Câmara de Combustão

Alguns parâmetros importantes sobre o projeto da câmara de combustão devem ser considerados como seu comprimento, temperatura adiabática de chama, injeção de combustível, quantidade de excesso de ar na combustão pois queremos que os produtos de combustão sejam perfeitamente misturados para permitir uma homogeneidade. Queremos uma queima completa do combustível e por isso seu posicionamento para ser injetado, a forma e o estado como vai ser injetado são de grande importância.

Com relação ao comprimento da câmara de combustão o que queremos é que o máximo de energia possível seja transferido para a turbina, portanto, comprimentos grandes implicam em perdas de carga internas a câmara, transferência de calor pelas paredes diminuindo dessa forma a energia interna do escoamento. Como consequência desse requisito, os comprimentos de chama devem ser pequenos o que nos leva a pensar numa maior velocidade de queima que possui como parâmetros o quanto rápido teremos uma taxa de evaporação, uma taxa de mistura, uma taxa de reação.

Algumas considerações já foram escritas no começo do trabalho e são mantidas.

No projeto da câmara iremos utilizar um bypass que nada mais é do que um desvio na vazão de ar principal que circula a câmara com velocidade razoável formando um coeficiente de película que permite a refrigeração da parede. Isso é muito importante, pois durante a combustão teremos altas temperaturas no interior da câmara e se não fizermos um projeto que permita um excesso de ar adequado para a combustão e escolhermos um material adequado, a temperatura será tão elevada que poderemos ter a fusão da câmara, palhetas do estator, turbina, perdendo o reator turbojato.

Outra medida a ser tomada é injetar ar em porções menores (orifícios em torno da câmara de combustão) em relação aos jatos principais da entrada propriamente dita do combustor.

Sabemos que nessa região as temperaturas são elevadas e com a adição de orifícios na mesma haveria formação de uma fina película de ar possibilitando isolar a parede do calor.

Existem técnicas que podem ser usadas para a refrigeração da câmara como adicionar aletas a ela. Esse processo deve ser bem feito, pois aletas por construção não são solidárias ao combustor e ,portanto devem ser presas a ele, presas de tal forma que estejam em pleno contato com a câmara para obter o efeito desejado de transferência de calor por condução e posterior transferência por convecção e radiação.

Vamos nos ater neste projeto a escrever um procedimento para ser calculada a temperatura adiabática de chama que é a máxima temperatura que pode ser atingida pelos produtos de combustão, e vamos obter uma estimativa do excesso de ar assim como um possível posicionamento e quantidade de orifícios na câmara de combustão.

A máxima temperatura adiabática de chama que pode ser atingida, para um dado combustível e um certo estado nos reagentes (P e T), ocorre quando a mistura é estequiométrica. A temperatura adiabática de chama pode ser controlada pela quantidade de excesso de ar que é utilizada. Isso é importante nas turbinas a gás onde a temperatura máxima admissível é determinada por considerações metalúrgicas.

### **6.3 Cálculo da Temperatura Adiabática de Chama**

Neste Tópico iremos efetuar todas as considerações necessárias para determinarmos as temperaturas atuantes tanto no interior do combustor propriamente dito como a determinação correta da relação Ar/Combustível necessária para promover um aquecimento dos gases até a temperatura de trabalho, que neste projeto é de 600°C.

No início do item de cálculo de compressor utilizamos uma metodologia simples para determinar estes fatores, o que se apresentou bastante eficaz pois ao término desta análise pudemos observar que obtivemos valores de relação Ar/Combustível bastante próximo daquela especificada anteriormente.

A primeira consideração que iremos fazer é de desprezar a presença da umidade no ar admitido pela turbina, este procedimento não afeta em muito o desempenho para este projeto,

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao combustor:

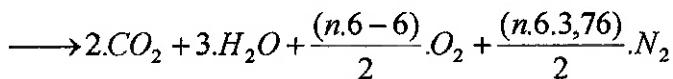
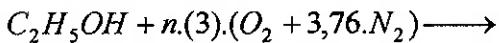
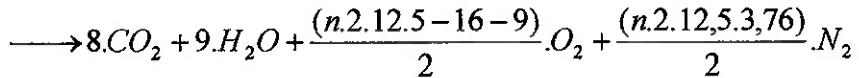
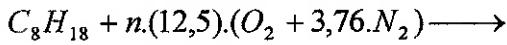
$$Q_{vc} + \sum_{reagentes} n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e = W_{vc} + \sum_{produtos} n_s (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_s$$

onde temos como reagentes a gasolina juntamente com o ar, sendo este composto basicamente por Oxigênio e Nitrogênio.

Mas como para o combustor não temos a realização de trabalho e devido a velocidade do processo, podemos considerar a combustão como adiabática:

$$\sum_{reagentes} n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e = \sum_{produtos} n_s (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_s \quad (I)$$

Para determinar o estado dos reagentes e dos produtos é necessário o conhecimento da equação característica da combustão.



onde n é o excesso de ar na queima.

Não devemos esquecer que a combinação destas duas equações segue a proporção de 24% de Etanol em volume.

Devemos esclarecer que neste trabalho realizado durante o ano de 2002 tivemos três alterações promovidas pelo governo na composição da gasolina; passando de 22% para 26%, baixando para 24% seguido novamente para 22%.

$$Para \dots 100m^3_{Combustível} \longrightarrow 76m^3_{Octano} + 24m^3_{Etanol}$$

Em massa:

$$76m^3 \cdot 692 \frac{Kg}{m^3} (Octano) --- 24m^3 \cdot 783 \frac{Kg}{m^3} (Etanol)$$

Logo podemos escrever a relação entre a massa de Octano pela massa de Etanol:

$$Relação = \frac{massa\_Octano}{massa\_Etanol} = 2,8$$

Em mol:

$$Relação = \frac{mol\_Octano}{mol\_Etanol} = Relação\_massa \cdot \frac{MM\_etanol}{MM\_octano} = 1,13$$

Esta relação é importante na hora de realizarmos os cálculos de entalpia de reagentes e produtos, podendo-se dar os pesos adequados a cada equação.

Sendo assim podemos escrever a equação (I) novamente:

$$\sum_{reagentes} n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e = 1,13((\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{octano} + 12,5 \cdot n.(\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{O_2} + n \cdot 12,5 \cdot 3,76.(\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{N_2}) + \\ + (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{Etanol} + 3 \cdot n.(\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{O_2} + n \cdot 3 \cdot 3,76.(\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{N_2}$$

e para os produtos:

$$\begin{aligned}
 \sum_{produtos} n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e &= 1,13 \cdot (8 \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{CO_2} + 9 \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{H_2O} + \frac{(n \cdot 12,5 - 16 - 9)}{2} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{O_2} + \\
 &+ n \cdot \frac{(2 \cdot 12,5 \cdot 3,76)}{2} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{N_2}) + 2 \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{CO_2} + 3 \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{H_2O} + \frac{6 \cdot n - 6}{2} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{O_2} + \\
 &+ \frac{n \cdot 6 \cdot 3,76}{2} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{N_2}
 \end{aligned}$$

Onde as entalpias de formação do oxigênio e do nitrogênio podem ser consideradas nulas a 25°C para uma pressão de 0,1MPa e admitindo que o ar de admissão entra na câmara a 144,9°C para o cálculo das variações de entalpia dos reagentes.

Sendo assim podemos determinar a temperatura adiabática de chama igualando a somatória dos reagentes com a somatória dos produtos.

Também calculamos a vazão mássica de combustível necessária, com a seguinte relação.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\left( \frac{\dot{m}_{ar}}{1 + Excesso_{ar}} \right)}{AC_{estequiométrico}}$$

sendo que para o nosso caso AC é numericamente 14,1.

Realizar estes cálculos é extremamente trabalhoso, pois envolve inúmeras iterações. Assim o mais lógico é utilizar algum tipo de ferramenta computacional.

Para determinar as variações de entalpia programamos alguns intervalos de entalpias para algumas temperaturas conhecidas, obtidas na literatura, no Microsoft Excel onde foi desenvolvida uma rotina interpolando estes intervalos e criando uma equação característica da variação da entalpia em função da temperatura.

Para determinar a temperatura adiabática de chama basta que a rotina execute o cálculo da entalpia dos reagentes e a dos produtos para uma dada temperatura e excesso de ar, procurando o valor de temperatura em que estes valores se igualem.

Tendo em mão esta rotina foi possível gerar um gráfico relacionando o excesso de ar com a temperatura adiabática da mistura, muito útil para nossas análises.

### 6.3.1 Análise para Octano com 24% de Etanol

Limitação da análise:				
°C	227	<T<	2527°C	
Tabela de dados para interpolação(KJ/Kmol):				
T(K/100)	Δh_CO <sub>2</sub>	Δh_N <sub>2</sub>	Δh_H <sub>2</sub> O	Δh_O <sub>2</sub>
5	8305	5911	6922	6086
6	12906	8894	10499	9245
7	17754	11937	14190	12499
8	22806	15046	18002	15836
9	28030	18223	21937	19241
10	33397	21463	26000	22703
11	38885	24760	30190	26212
12	44473	28109	34506	29761
13	50148	31503	38941	33345
14	55895	34936	43491	36958
15	61705	38405	48149	40600
16	67569	41904	52907	44267
17	73480	45430	57757	47959
18	79432	48979	62693	51674
19	85420	52549	67706	55414
20	91439	56137	72788	59176
22	103562	63362	83153	66770
24	115779	70640	93741	74453
26	128074	77963	104520	82225
28	140435	85323	115643	90080

**Tabela 5** Dados para interpolação

Coeficientes da equação interpolada de ordem 6							
	$x^6$	$x^5$	$x^4$	$x^3$	$x^2$	$x^1$	$x^0$
$\Delta h_{CO_2}$	7,00E-05	-0,0096	0,538	-16,86	328,5	2205	-9133,5 = 4739,87
$\Delta h_{N_2}$	-7,00E-05	0,0071	-0,275	4,4424	-0,467	2731,8	-8138,3 = 3518,35
$\Delta h_{H_2O}$	7,00E-05	-0,0037	0,017	1,4517	36,21	3046,1	-9392,9 = 4075,39
$\Delta h_{O_2}$	3,00E-05	-4,60E-03	0,263	-7,938	144,6	2131,9	-7346,4 = 3583,31

Tabela 6 Coeficientes da equação interpolada

Entalpia de Formação:	
hf_CO <sub>2</sub>	-393522
hf_N <sub>2</sub>	0
hf_H <sub>2</sub> O	-241826
hf_O <sub>2</sub>	0
hf_C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	-295002
hf_C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	-257280
Entalpia a 144,89°C	
$\Delta h_{CO_2}$	4739,9
$\Delta h_{N_2}$	3518,4
$\Delta h_{H_2O}$	4075,4
$\Delta h_{O_2}$	3583,3
$\Delta h_{C_8H_{18}+C_2H_5OH}$	0
$\Delta h_{C_2H_5OH}$	0

Tabela 7 Dados de entalpia

Admitindo um volume de controle em torno da câmara o octano adentra à câmara de combustão a 25 °C.

Para 480% de excesso de ar temos os seguintes coeficientes de balanceamento da equação da reação de combustão:

coeficientes de balanceamento estequiométrico	
Produtos_reação do Octano	
n_CO <sub>2</sub>	8
n_N <sub>2</sub>	272,6
n_H <sub>2</sub> O	9
n_O <sub>2</sub>	60
Reagentes_reação do Octano	
n_C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	1
n_N <sub>2</sub>	272,6
n_H <sub>2</sub> O	0
n_O <sub>2</sub>	72,5
Produtos_reação do Etanol	
n_CO <sub>2</sub>	2
n_N <sub>2</sub>	65,424
n_H <sub>2</sub> O	3
n_O <sub>2</sub>	14,4
Reagentes_reação do Etanol	
n_C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	1
n_N <sub>2</sub>	65,424
n_H <sub>2</sub> O	0
n_O <sub>2</sub>	17,4

Tabela 8 Coeficientes de balanceamento da reação de combustão

Análise		
Excesso_AR	480%	
T_adiaab_Chama(K)		876,6
Hreagentes	erro(%)	Hprodutos
1084155	-0,07	1084905
T=	603,60°C	
Vazão mássica de combustível: 2,45g/s		

Tabela 9 Temperatura adiabática de chama

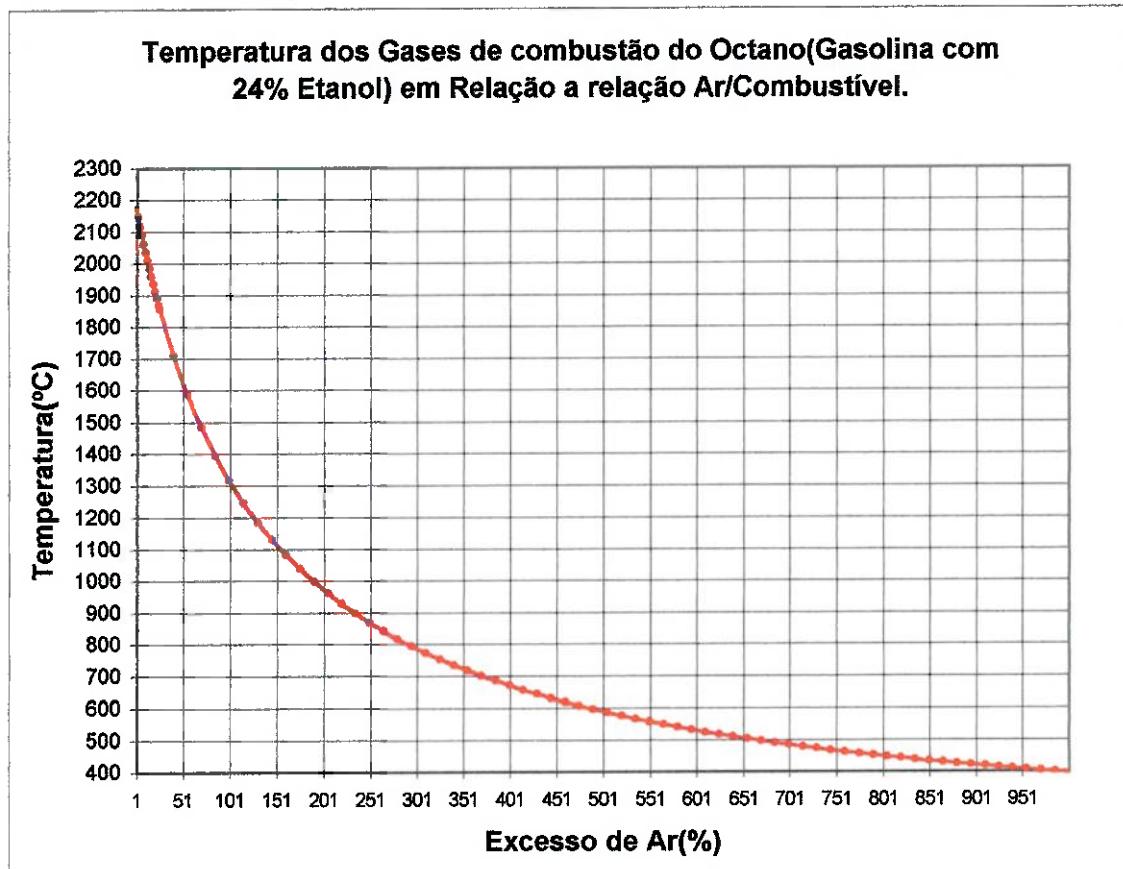
A Tabela 10 contém dados simulados para diversas configurações de excesso de ar.

Excesso_AR	Temp(°C)	m_comb(g/s)
0	2178,80	14,18
2	2148,60	13,91
4	2119,20	13,64
6	2090,80	13,38
8	2063,20	13,13
10	2036,60	12,89
12	2010,60	12,66
14	1985,20	12,44
16	1960,60	12,23
18	1936,80	12,02
20	1913,60	11,82
22	1890,80	11,63
24	1868,80	11,44
25	1858,00	11,35
40	1711,40	10,13
55	1588,40	9,15
70	1484,00	8,34
85	1394,20	7,67
100	1315,80	7,09
115	1247,00	6,60
130	1186,00	6,17
145	1131,60	5,79
160	1082,60	5,46
175	1038,40	5,16
190	998,20	4,89
205	961,60	4,65
220	928,00	4,43
235	897,20	4,23
250	868,60	4,05
265	842,20	3,89
280	817,80	3,73
295	794,80	3,59
310	773,60	3,46
325	753,60	3,34
340	735,00	3,22
355	717,40	3,12
370	700,80	3,02
385	685,20	2,92
400	670,40	2,84
415	656,40	2,75
430	643,20	2,68
445	630,60	2,60
460	618,60	2,53
475	607,40	2,47
490	596,40	2,40
505	586,20	2,34

520	576,20	2,29
535	566,80	2,23
550	557,80	2,18
565	549,20	2,13
580	540,80	2,09
595	533,00	2,04
610	525,20	2,00
625	518,00	1,96
640	510,80	1,92
655	504,00	1,88
670	497,60	1,84
685	491,20	1,81
700	485,20	1,77
715	479,20	1,74
730	473,60	1,71
745	468,00	1,68
760	462,80	1,65
775	457,60	1,62
790	452,60	1,59
805	447,80	1,57
820	443,20	1,54
835	438,60	1,52
850	434,20	1,49
865	430,00	1,47
880	425,80	1,45
895	421,80	1,43
910	417,80	1,40
925	414,00	1,38
940	410,40	1,36
955	406,80	1,34
970	403,40	1,33
985	400,00	1,31
1000	396,60	1,29

**Tabela 10** Análise para várias configurações de excesso de ar

De forma gráfica obtemos:



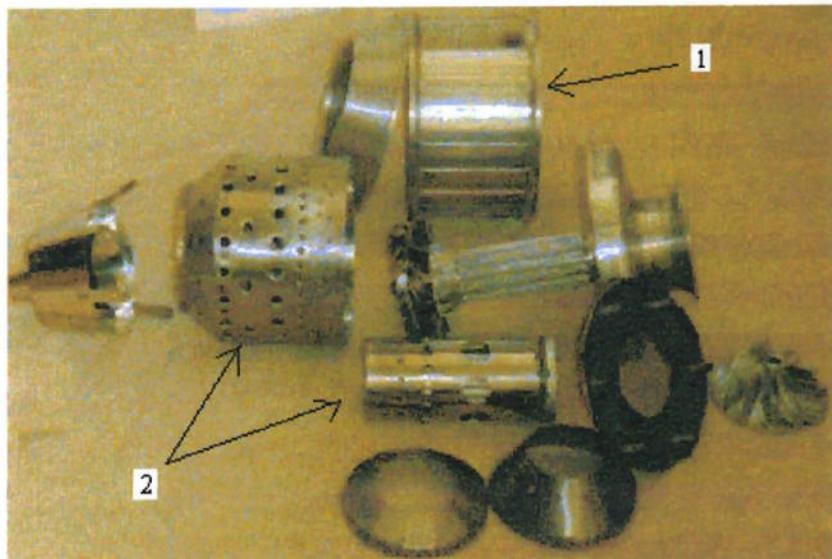
**Gráfico 3 Excesso de ar x Temperatura adiabática de chama**

#### 6.4 Dimensionamento da Câmara de Combustão

A geometria da câmara de combustão com os sistemas de injeção de ar e combustível deve promover a ocorrência dos seguintes processos

- Formação da mistura (ar + combustível);
- Ignição da mistura;
- Propagação da frente de chama;
- Mistura dos produtos oriundos da combustão com o excesso de ar com a finalidade de uniformizar a temperatura dos gases que serão direcionados para a turbina.

A Figura 23 abaixo mostra um combustor anular projetado para um turbojato de aeromodelo.



**Figura 23** Micro turbina desmontada

Com o auxílio da Figura 23 podemos identificar os componentes a serem dimensionados para a câmara de combustão.

- 1 - Câmara Externa( carcaça)
- 2 – Tubo de Chama com as furações que caracterizam a zona primária, zona secundária e de diluição.

Com o objetivo de atender os requisitos mínimos para uma operação satisfatória, buscamos o dimensionamento desses elementos.

### 6.4.1 Câmara Externa

Como toda a geometria da câmara tem por base as dimensões da câmara externa, o diâmetro total da câmara de combustão é de grande importância.

Para um determinado fluxo existem dois processos para se determinar o diâmetro da câmara externa, um baseado nas necessidades de perda de carga da câmara e outro baseado nas necessidades da combustão.

O método que iremos utilizar em nosso projeto será o da perda de carga, onde a área transversal da maior seção da câmara externa pode ser escrita como:

$$A_{REF} = \left[ \frac{R}{2} * \left( \frac{T_3^{0,5} \cdot \dot{m}}{P_3} \right)^2 * \frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{PD_{REF}} * \left( \frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{P_3} \right)^{-1} \right]^{0,5}$$

onde,  $P_3$  e  $P_4$  são pressões totais na entrada e saída da câmara de combustão (Pa),  $\dot{m}$  é o fluxo de massa total em (Kg/s),  $T_3$  é a temperatura de entrada dos gases na câmara de combustão (K),  $A_{REF}$  é a área transversal de maior seção da câmara externa em ( $m^2$ ),  $R$  é a constante do ar.

A tabela 11 mostra alguns valores de perdas de pressão em câmaras de combustão

Tipo de Câmara	$\frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{P_3}$	$\frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{PD_{REF}}$	$\frac{T_3^{0,5} \cdot \dot{m}}{A_{REF} \cdot P_3}$
Tubular	0,05-0,07	37	0,0036
Tubo-anular	0,04-0,06	28	0,0039
<b>Anular</b>	<b>0,04-0,06</b>	<b>20</b>	<b>0,0046</b>

Tabela 11 Valores de perdas de pressão em câmaras de combustão (referência [17])

Os parâmetros de projeto são  $\frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{P_3}$  (Perda de pressão total). Se houver alguma redução neste termo implica em uma redução no consumo na proporção 1:1. Outro

parâmetro  $\frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{PD_{REF}}$  (Fator de perda de pressão) onde com ele mede-se a resistência ao

fluxo entre a saída do compressor e a entrada da turbina. Este fator representa a soma da perda de pressão no estator do compressor e a queda de pressão na câmara interna.

O termo  $\frac{T_3^{0,5} \cdot \dot{m}}{A_{REF} \cdot P_3}$  infere a velocidade de referência da câmara.

Vamos assumir uma perda de pressão total de 0,04, um fator de perda de pressão de 20, a temperatura de entrada do ar na câmara de 417,89K, fluxo de massa de 0,2 Kg/s em um nível de pressão de 2,55 atm.

Com esses valores determinamos o diâmetro da câmara externa de 73,48 mm. Por uma questão de projeto com vistas no diâmetro da turbina e facilidade de obtenção do tubo, vamos selecionar um tubo de 126,0 mm de diâmetro.

#### 6.4.2 Tubo de Chama

Para otimizar-se o diâmetro da câmara interna existem alguns pontos a serem discutidos. Um diâmetro maior irá implicar em baixa velocidade de escoamento dentro da câmara provocando um bom desempenho na ignição e num grande tempo de residência, implicando uma boa eficiência de combustão. Agora, uma vez que determinamos o diâmetro da câmara externa, quanto maior o diâmetro do tubo de chama menor a área para o escoamento do ar que é desviado(bypass). A penetração do jato e a mistura no centro da câmara poderão ser inadequados, em função de um diâmetro excessivo. Se fizermos tubos de chama com diâmetros pequenos a velocidade dos gases será alta e o tempo de residência será baixo implicando perda de eficiência na queima. Novamente, a penetração do jato será inadequada ocasionando problemas na mistura e definição da zona primária.

Segundo referência [17] da bibliografia, a maioria das máquinas tem desempenho de combustão ótimo atingido com uma câmara interna com cerca de 65% do diâmetro da câmara externa. Portanto teremos para a câmara interna de 92,0 mm de diâmetro.

O comprimento da câmara interna é a soma dos comprimentos das zonas primária, secundária (intermediária) e de diluição.

A zona primária deve operar a uma taxa ar/combustível próxima a estequiométrica para se atingir a maior taxa de calor liberado.

Cabe aqui comentar a respeito das vantagens de uma estequiometria na queima. Para uma mistura estequiométrica temos como vantagem uma máxima troca de calor, baixa luminosidade da chama, sem deposição de carbono. Como desvantagem temos altas taxas de troca de calor com as paredes da câmara interna, além de requerer uma zona intermediária.

Para uma mistura pobre temos como vantagem paredes frias da câmara interna, não requer zona intermediária, boa distribuição da temperatura na saída. Como desvantagem, difícil ignição.

Novamente, segundo a referência [17] da bibliografia valores de 0,5 a 0,8 do diâmetro da câmara são recomendados para o comprimento da zona primária. No nosso projeto vamos adotar um comprimento de 46,0 mm.

Para a zona intermediária, seu comprimento é determinado em turbinas a gás que operam a baixas altitudes pela necessidade de uma região na qual as perdas por dissociação podem ser recuperadas tal como a imperfeição da queima da mistura. O comprimento da zona intermediária é uma relação comprimento de câmara de combustão e redução da eficiência de combustão. Vamos adotar o comprimento da zona intermediária de 86,0 mm baseando-se na referência [18] da bibliografia.

Para a zona de diluição que tem a função de diluir os gases de combustão vindos das zonas primária e secundária proporcionando uma distribuição uniforme da temperatura

do fluxo para a entrada na turbina. Vamos considerar o comprimento da zona de diluição de 36,0 mm baseado na referência [18] e no dimensionamento de câmaras de outros projetos.

De posse dos valores geométricos para a câmara, vamos determinar agora o número de orifícios em cada zona da câmara. Vamos utilizar a referência [18] que define que 24% do ar utilizado para a combustão será queimado estequiométricamente na zona primária. Desse valor, aproximadamente 22% será oriundo da seção frontal da zona primária e 2% virá da furação da seção lateral da zona primária. Os 76% restantes serão queimados na zona intermediária. O número de orifícios será calculado pela vazão mássica, onde determina-se a área total que deverá passar esse fluxo e divide-se pela área de cada orifício determinando a quantidade de orifícios.

As tabelas abaixo demonstram os cálculos e números de furos para cada zona.

$m_{ar}$ para queimar 2,45g/s_combustível	0,038 Kg/s
Para a Parte Frontal da Zona Primária	22%
Para a Parte Lateral da Zona Primária	2%
Zona Intermediária	76%
$M_{ar\_ByPAss}$	0,162 Kg/s

Tabela 12 Porcentagem de ar queimado em cada zona

P2(KPa)	258,378
T2(K)	417,89
Rgas(J/Kg.K)	287
$m_{comb}(g/s)$	2,45

Tabela 13 Dados de entrada do combustor

Para a Parte Frontal da Zona Primária			
Excesso_ar(%)	10		
Ar/comb.(estequiométrico)	14,1	m_ar(Kg/s)	8,36E-03
% Comb queimada na Zona_P.	22	densidade	2,15 Kg/m <sup>3</sup>
V_orifício(m/s)	10	Area_total	388,05 mm <sup>2</sup>
N_orifícios	10	Diâmetro	7,03 mm

Tabela 14 Valores para parte frontal da zona primária

Para a Parte Lateral da Zona Primária			
Excesso_ar(%)	10		
Ar/comb.(estequiométrico)	14,1	m_ar(Kg/s)	7,60E-04
% Comb queimada na zona_P	2	densidade	2,15 Kg/m <sup>3</sup>
V_orifício(m/s)	10	Area_total	35,28 mm <sup>2</sup>
N_orifícios	30	Diâmetro	1,22 mm

Tabela 15 Valores para parte lateral da zona primária

Cabe ressaltar que estamos admitindo 10% de excesso de ar na combustão dentro do tubo de chama e que pela disposição do nosso combustor teremos um tubo de chama externo e um tubo de chama interno como mostrado na Figura 23.

Portanto o número de orifícios calculados nas tabelas anexadas representam o total de orifícios no tubo de chama externo e interno juntos e, portanto devem ser divididos igualmente pelas duas superfícies (interna e externa).

Para a zona intermediária:

Zona Intermediária			
Excesso_ar(%)	10		
Ar/comb.(estequiométrico)	14,1	m_ar(Kg/s)	0,03
% Comb queimada na zona_S.	76	densidade	2,15 Kg/m <sup>3</sup>
V_orifício(m/s)	10	Area_total	1340,54 mm <sup>2</sup>
N_orifícios	60	Diâmetro	5,33 mm

Tabela 16 Valores para a zona intermediária

Para a zona de diluição:

Zona_Diluição	
M_ar_ByPAss	0,16 (Kg/s)
Area_total	7519,77 mm <sup>2</sup>
Diâmetro	17,86 mm
V_orifício(m/s)	10
N_orifícios	30
% Comb queimada na zona_P,S	100

Tabela 17 Valores para a zona de diluição

A figura abaixo mostra a disposição da câmara de combustão, câmara externa (carcaça), tubo de chama e suas paredes (interna e externa) dotadas de orifícios.

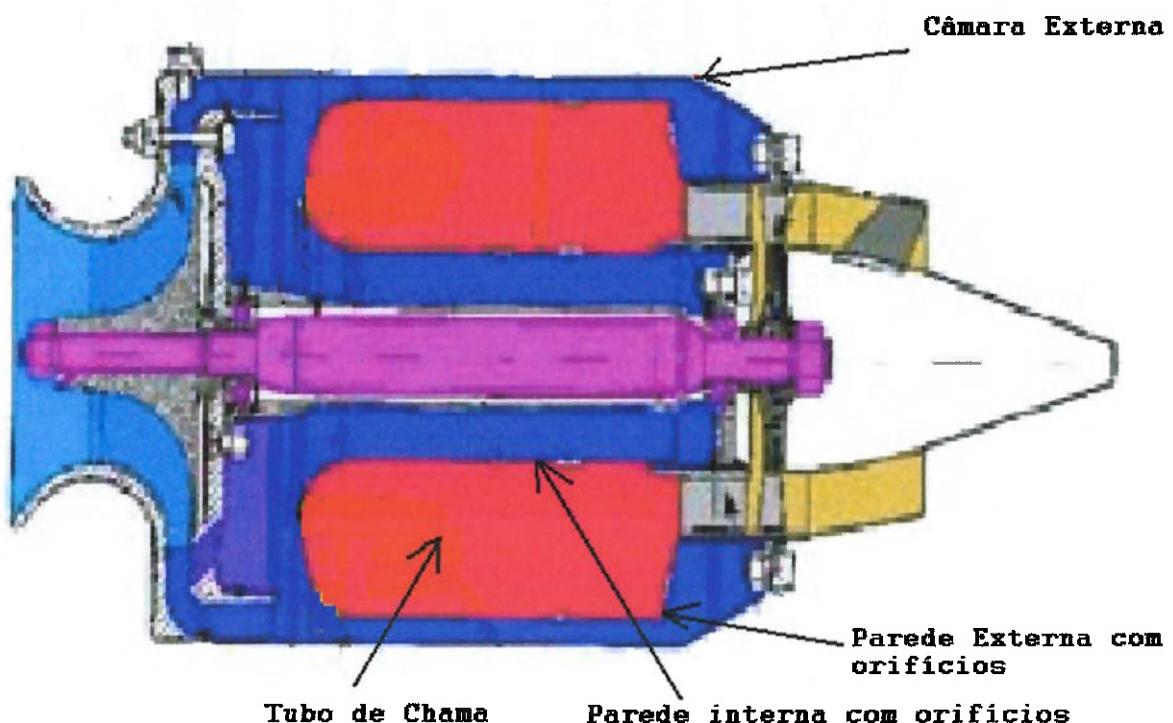


Figura 24 Disposição da Câmara de Combustão

## 7. CÁLCULO DA TURBINA

Nesta etapa do projeto já possuímos a maior parte dos dados necessários para o projeto da turbina. Iremos iniciar este tópico com a definição dos pontos do diagrama TxS para a turbina, e o bocal de descarga.

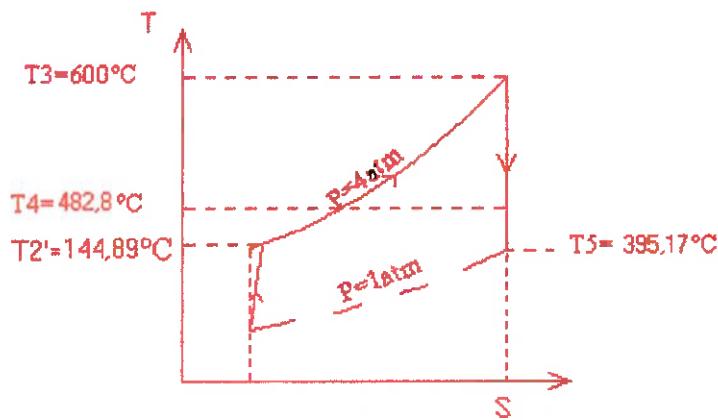


Figura 25 Diagrama TxS

Os valores das temperaturas indicadas na Figura 25 serão calculados adiante.

Para o cálculo da temperatura  $T_4$  será utilizado o primeiro princípio da Termodinâmica para a turbina, lembrando que o trabalho gasto na compressão do ar é numericamente igual ao trabalho útil gerado pela turbina.

Considerando os gases de combustão como gás perfeito e o processo em primeira análise como sendo adiabático reversível:

$$W_{compressor} = W_{turbina} = \dot{m} \cdot c_{pgás} \cdot (T_3 - T_4)$$

$$31,78 \cdot 745,7 = 0,2 \cdot 1011 \cdot (600 - T_4)$$

$$T_4 = 482,8 \text{ } ^\circ\text{C} = 755,8 \text{ K}$$

Para determinar a pressão em que estarão os gases de combustão no momento em que deixarem a turbina para posterior descompressão no bocal.

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$P_4 = 1,54 \text{ atm com } P_3 = 2,55 \text{ atm}$$

Aplicando a primeira lei da Termodinâmica para a o bocal de escape dos gases podemos calcular a velocidade de saída dos gases.

Considerando o processo adiabático reversível.

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$\text{Sendo } \frac{P_4}{P_5} = 1,54$$

$$T_5 = 668,17 \text{ K} = 395,17 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$q + h_4 + \frac{V_4^2}{2} + g.z_4 = h_5 + \frac{V_5^2}{2} + g.z_5 + w$$

$$h_4 = h_5 + \frac{V_5^2}{2}$$

$$Cp_{gás} \cdot (T_4 - T_5) = \frac{V_5^2}{2}$$

$$V_5 = \sqrt{2 \cdot Cp_{gás} \cdot (T_4 - T_5)}$$

$$V_5 = 420,94 \text{ m/s}$$

Iremos realizar uma estimativa do Empuxo gerado pelo reator. Nesta estimativa estaremos levando em conta que a descompressão dos gases de combustão foi total, isto é, temos uma pressão na face de saída do bocal da ordem de 1 atm. De acordo com essas considerações temos:

$$E = \text{Empuxo} = \dot{m}_{gases} (V_5 - V_0)$$

Considerando  $V_o$  a velocidade ao longe no volume de controle. Assim teremos  $V_o = 0$  para o reator trabalhando estaticamente.

$$E = 0,2 \cdot 420,94 = 84,18 \text{ N} = 8,60 \text{ Kgf}$$

Este Empuxo calculado é somente uma estimativa do valor real, pois não foi considerado nenhuma perda na turbina sendo esta uma das maiores contribuintes para o aumento de entropia do sistema. Esta peça será usinada sem as devidas precauções entre os ângulos de entrada e saída, pois não temos acesso a equipamentos de usinagem com a tecnologia necessária e nem conseguimos encontrar um fabricante no Brasil que atuasse neste ramo de turbinas axiais. Sendo assim esperamos um Empuxo da ordem de 8,0 Kgf.

Este valor ainda assim é muito elevado em relação ao proposto por este trabalho. O fato de isso ter acontecido é porque selecionamos um compressor automotivo de alto desempenho por falta de experiência, pois o compressor M.50 é um compressor destinado a competições, logo ele possui um desempenho (vazão mássica, razão de pressão) bastante elevado.

Para o nosso projeto o mais aconselhável é a utilização de uma turbina axial de ação ou de impulso isto é, como por definição neste tipo de turbina toda a variação de entalpia ocorre no estator desta mostrado na Figura 26. Este equipamento é responsável por acelerar o fluido para posteriormente passar pela turbina propriamente dita, e esta somente com a função de transformar energia cinética em trabalho.

As vantagens de utilizarmos tal tipo de equipamento é que devido a não existência de um grande gradiente de pressão entre as faces da turbina, não haverá grande passagem de fluido entre as extremidades das palhetas, com isso reduzindo em muito as perdas. Além disso, os projetos de turbinas de reação são bem mais complicados.

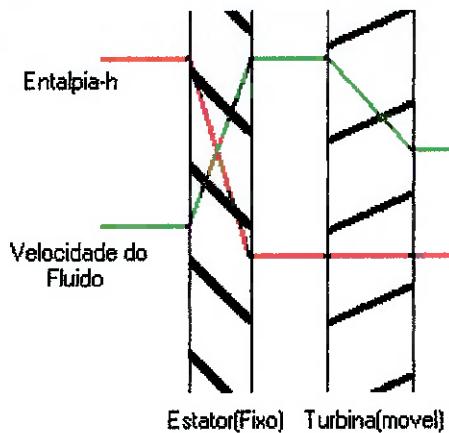


Figura 26 Curvas de entalpia e velocidade numa turbina de ação

Uma consideração que fizemos ao transcorrer deste trabalho é que utilizariamos um estator e uma turbina dotados de palhetas retas, ou seja, as palhetas não teriam ângulos de entrada e de saída diferentes. Este procedimento não é muito usual, pois temos a certeza que ocorrerá o descolamento do fluido da parede quando este atravessar a turbina e o estator, aumentando as perdas. Isto é mostrado na Figura 27 abaixo.

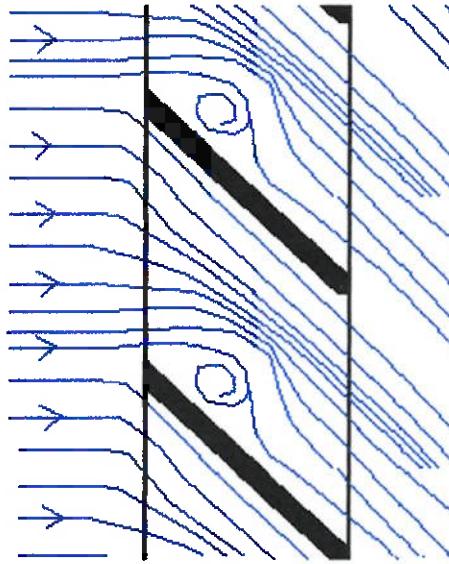


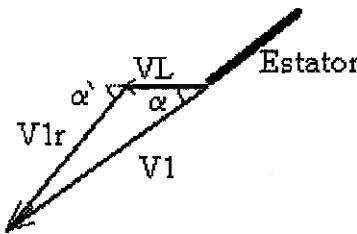
Figura 27 Descolamento do fluido da palheta da turbina

A vantagem de escolhermos este tipo de perfil é a facilidade de usinagem, pois com esta configuração temos uma maior facilidade para obtermos esta peça.

Inicialmente nos questionamos se uma turbina com estas características poderia inviabilizar o projeto, porém durante uma pesquisa em alguns livros sobre motores antigos, observamos que até 1943 todos os motores a jato que foram desenvolvidos apresentavam este tipo de configuração. Como podemos citar, temos os caças fabricados pela Heinkel(He-176,178 e 282). Os primeiros caças a jato a serem efetivamente operados pela Alemanha durante a 2º Guerra Mundial apresentavam este tipo de configuração como podemos citar o Messerschmitt Me-262 fase 004A e S8 sendo somente abandonado este tipo de configuração nos modelos Me-262 fase S11(1944) dotados de um motor com um compressor misto, sendo 1 estágio radial e 3 de fluxo axial, um combustor de forma anular com 16 injetores e uma turbina de dois estágios de palhetas côncavas.

Para o cálculo da turbina iremos adotar uma metodologia análoga a desenvolvida no cálculo do compressor, onde trabalharemos sobre os triângulos de velocidades.

Podemos inicialmente definir o triângulo de velocidades na entrada da palheta mostrado na Figura 28.



**Figura 28** Triângulo de velocidades na entrada da palheta da turbina

Sendo:

$V_1$ : Velocidade absoluta de entrada dos gases na palheta da turbina.

$V_{1r}$ : Velocidade relativa dos gases em relação à palheta.

$\alpha$ : Ângulo de saída dos gases do estator (ângulo do estator).

$\alpha'$ : Ângulo relativo de entrada dos gases na paleta.

VL: Velocidade média da palheta.

Onde podemos escrever as seguintes relações:

$$V1r^2 = V1^2 + VL^2 - 2.V1.VL.\cos(\alpha)$$

$$V1r = \sqrt{V1^2 + VL^2 - 2.V1.VL.\cos(\alpha)}$$

Sendo :  $V1ry = V1y$ :

$$V1r.\sin(\alpha') = V1.\sin(\alpha)$$

$$\alpha' = \arcsen\left(\frac{V1.\sin(\alpha)}{V1r}\right)$$

Sendo que para o cálculo de  $V1$  podemos aplicar a 1º lei da termodinâmica para um gás perfeito como indicado:

$$V1 = \sqrt{2.\Delta h_{estator}} = \sqrt{2.cp.(T_3 - T_4)}$$

E para o triângulo de velocidades na saída:

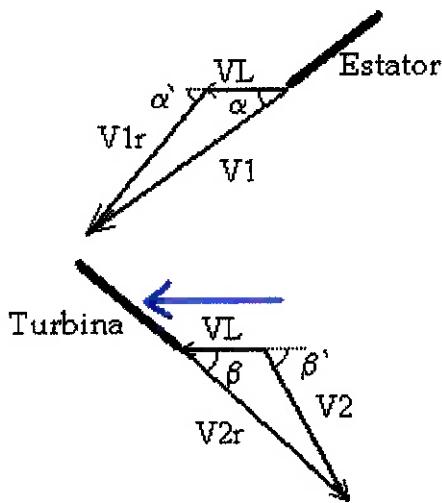


Figura 29 Triângulo de velocidades na saída da palheta da turbina

Onde os termos:

$V2$ : Velocidade absoluta dos gases na saída da palheta.

$V2r$ : Velocidade relativa dos gases na saída da palheta.

$\beta$ : Ângulo da palheta.

$\beta'$ : Ângulo relativo dos gases na saída em relação à palheta.

Deste triângulo de velocidades podemos escrever as seguintes relações:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\rho_1.V_1.y.A_1 = \rho.V_2.y.A_2$$

Mas como em uma turbina de ação não temos variação de entalpia na palheta,

$P_1=P_2$ ;  $T_1=T_2$  e  $A_1=A_2$ :

$$V_1.\sin\alpha = V_2.r.\sin(\beta)$$

$$V_2r = \frac{V_1.\sin(\alpha)}{\sin(\beta)}$$

Cálculo das condições de saída relativo:

$$V_2^2 = V_2r^2 + VL^2 - 2.V_2r.VL.\cos(\beta)$$

$$V_2 = \sqrt{V_2r^2 + VL^2 - 2.V_2r.VL.\cos(\beta)}$$

$$V_2r^2 = VL^2 + V_2^2 - 2.VL.V_2.\cos(180^\circ - \beta')$$

$$\beta' = 180^\circ - \arccos\left(\frac{VL^2 + V_2^2 - V_2r^2}{2.V_2.VL}\right)$$

Sabendo que com as condições de entrada e de saída determinadas, podemos obter o torque e a potência gerada pela turbina:

$$T = \dot{m}.r.\Delta V$$

$$T = \dot{m}.r.(\vec{V}_1x - \vec{V}_2x)$$

$$T = \dot{m}.r.(V_1.\cos\alpha + V_2.\cos\beta')$$

$$Pot = T.\omega$$

$$Pot = T.2.\pi.f = \frac{2.\pi.f(rpm).T}{60}$$

Agora já possuímos subsídios para podermos determinar as características da turbina com a finalidade de atender os requisitos do compressor.

Do cálculo do compressor nós havíamos calculado que este necessitaria de 31,78HP para obtermos as condições de escoamento desejadas, mas até então não havíamos citado perdas na turbina, o que nesta etapa do projeto deve ser levado em conta.

De acordo com pesquisas, estimamos que a turbina possua um rendimento de 70% o que aumentaria a potência a ser gerada por esta para cerca de 45,40 HP como podemos observar:

$$Pot_{turbina} = \frac{Pot_{requerido}}{\eta_{turbina}} = \frac{31,78}{0,7} \cong 45,40 \text{ HP}$$

Para a solução deste problema, foi utilizado o software Excel onde programamos as funções expostas, e recursivamente alteramos os dados de entrada até obtermos a potência desejada.

Analizando esta planilha verificamos que quando escolhemos palhetas planas para a turbina, aceitamos que haveria um descolamento do fluido em relação à palheta. Mas não é admissível que o fluido colida sobre esta com um ângulo inferior a 90°. Na verdade quanto mais tangente for este choque melhor será o desempenho da palheta, pois caso este ângulo se aproxime muito de 90° poderá ocorrer um refluxo, isto é, parte do fluido poderia ao invés de escoar para fora da turbina, ricochetear novamente para dentro da turbina, aumentando muito as perdas, além de criar uma enorme perda de carga.

Esta análise foi feita em duas rotações que consideramos importantes: A rotação de regime, 90.000 rpm e a rotação que estimamos que seja a rotação de partida, 15.000 rpm.

Nela calculamos o ângulo de incidência, como sendo o ângulo que o fluido irá colidir com a palheta.

$$\text{ângulo de incidência} = \beta + \alpha'$$

Depois de criada a planilha, seguimos o seguinte procedimento:

1-Fixamos o raio da turbina em 35,00mm, consideramos que o fluido incida pontualmente neste diâmetro (médio).

2-Inserimos as características de funcionamento da turbina como rotação, temperaturas de entrada e saída do estator (cálculo de V1) e vazão mássica.

3-Fixamos o ângulo do estator  $\alpha$ -alpha, e variamos o ângulo de palheta até obtermos a potência desejada de 45,40HP.

4-Anotamos os resultados de ângulos dos componentes e o ângulo de incidência.

5- Varremos este intervalo de ângulo do estator de 35° até 41°, pois para ângulos maiores que 38,4° foi observado que ocorreria a formação de ondas de choque, pois teríamos velocidade relativa à palheta acima da velocidade do som que pode ser calculada através da seguinte equação:

$V_{sônico} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$  ; onde K é o coeficiente politrópico do Ar, R é a constante do Ar, e T é a temperatura do Ar na palheta.

6- De acordo com o ângulo de incidência observado procuramos maximizar este, logo repetimos o processo para diversas configurações onde posteriormente representamos de forma gráfica os dados obtidos.

7- Repetimos estes processos, mas para a rotação de partida (15.000 rpm) anotando os dados.

Agora nós já possuímos subsídios para escolher dentre as opções obtidas, qual seria o valor de maior rendimento. Para tanto representamos de forma gráfica (Gráfico 4) os dados dos ângulos de incidência, tanto para a rotação de 90.000 rpm como para a rotação de 15.000 rpm além da velocidade relativa à palheta  $V_{r2}$ , escolhendo o ponto onde obtivemos os maiores valores para os dois casos, visto que não há a possibilidade de alterarmos os ângulos das palhetas durante a transição de regime.

Dados Calculados	Teste de Vel:
Vel Sônica	551,07
alpha(rad)	0,65
beta(rad)	0,58
V1(m/s)	486,80
Vl(m/s)	329,87
V1r(m/s)	301,66
alpha'(rad)	1,38
alpha'(^o)	79,24
v2r(m/s)	544,41
V2(530)	322,34
beta'(rad)	1,17
beta'(^o)	66,83
Torque(N.m)	3,59
Pot(W)	33846,02
Incidência(^o)	112,22
Pot(HP)	45,39

Tabela 18 Dados da turbina e verificação de escoamento sônico

Dados obtidos:

R2(cm)	3,5	3,5	3,5	3,50	3,50	3,50	3,50
alpha(^o)	41,00	40,00	39,00	38,00	37,00	36,00	35,00
beta(^o)	34,00	33,70	33,50	33,17	32,87	32,54	32,20
Rotação(rpm)	90000,00	90000,00	90000,00	90000,00	90000,00	90000,00	90000,00
V2r(m/s)	sônico	sônico	sônico	547,78	539,80	531,96	523,99
Torque(N.m)					3,59	3,59	3,59
Incidência(^o)90Krpm				113,00	111,50	109,94	108,34
Pot(HP)90Krpm				45,32	45,32	45,33	45,32
Incidência(^o)15Krpm				75,53	74,14	72,72	71,28
Pot(HP)15Krpm				11,61	11,61	11,61	11,61

Tabela 19 Dados analisados para melhor aproximação da potência

Refinamento dos dados:

alpha(°)	39,00	38,00	37,50	37,00	36,50	36,00	35,50	35,00
beta(°)	33,40	33,17	32,98	32,87	32,67	32,54	32,33	32,20
Rotação(rpm)	90000	90000	90000	90000	90000	90000	90000	90000
R2(cm)	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50
V2r(m/s)	556,52	548,37	544,41	539,80	536,43	531,96	528,59	523,99
Torque(N.m)	3,59	3,59	3,59	3,59	3,59	3,59	3,59	3,59
Incidência(°)90Krpm	114,41	112,96	112,22	111,50	110,69	109,94	109,10	108,34
Pot(HP)90Krpm	45,39	45,38	45,39	45,32	45,39	45,33	45,39	45,32
Incidência(°)15Krpm	76,85	75,49	74,80	74,14	73,40	72,72	71,96	71,28
Pot(HP)15Krpm	11,62	11,62	11,62	11,61	11,62	11,61	11,62	11,61
MACH1=1	551,07	551,07	551,07	551,07	551,07	551,07	551,07	551,07

Tabela 20 Melhor aproximação dos dados da Tabela 14

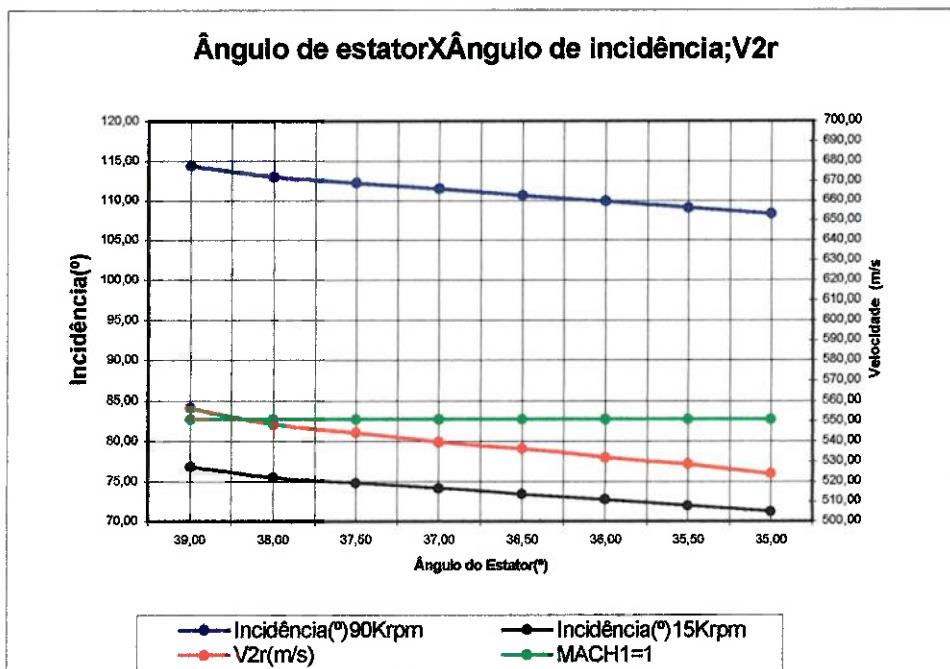


Gráfico 4 Desempenho da turbina.

De acordo com o Gráfico 4 decidimos escolher as seguintes características:

R2(mm)	35,00	V1(m/s)	329,87
alpha(°)	37,50	V1r(m/s)	301,66
beta(°)	32,98	alpha'(rad)	1,38
Rotação(rpm)	90.000	alpha'(°)	79,24
Vazão(Kg/s)	0,20	v2r(m/s)	544,41
T1(°C)	600,00	V2(530)	322,34
T2(°C)	482,80	Beta'(rad)	1,17
Vel. Sônica	551,07	Beta'(°)	66,83
alpha(rad)	0,65	Torque(N.m)	3,59
beta(rad)	0,58	Pot(W)	33.846,02
V1(m/s)	486,80	Incidência(°)	112,22
		Pot(HP)	45,39

**Tabela 21** Características da turbina

## 7.1 Especificações da Turbina

Outro fator importante que já temos dados para determinar é a área de passagem dos gases na turbina. Ainda não podemos determinar com exatidão as características da turbina, pois para isso deveríamos saber a espessura das palhetas e o número delas.

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A_{passagem}$$

$$\dot{m} = \frac{P_4}{R \cdot T_4} \cdot V \cdot A_{passagem}$$

$$\dot{m} = \frac{P_4}{R \cdot T_4} \cdot V \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot A_{passagem}$$

Substituindo:

$$P_4 = 1,58 \text{ atm}$$

$$A_{passagem} = 9,506 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 950,60 \text{ mm}^2$$

Sabendo que esta área é a área normal ao escoamento, como indicado na Figura 30.

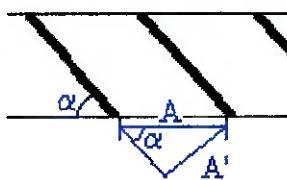


Figura 30 Área de passagem dos gases na turbina

Sendo assim podemos escrever a seguinte equação para o estator:

$$A' = A \cdot \operatorname{sen}(\alpha) = A_{\text{passagem}}$$

logo,

$$A = 1561,53 \text{ mm}^2$$

Desprezando a espessura das palhetas, que somente será inclusa no dimensionamento, podemos estimar os diâmetros máximo e mínimo do estator.

$$A = \frac{\pi \cdot (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2)}{4} = 1561,53 \text{ mm}^2$$

Sabendo que:

$$r_{\text{médio}} = 35 \text{ mm} \Rightarrow d_{\text{médio}} = 70 \text{ mm} = \frac{(d_{\text{ext}} + d_{\text{int}})}{2}$$

Destas equações, concluímos:

$$D_{\text{ext}} = \text{Diâmetro externo do estator} = 77,10 \text{ mm}$$

$$D_{\text{int}} = \text{Diâmetro interno do estator} = 62,90 \text{ mm}$$

Para o cálculo da turbina, iremos fazer uma análise análoga ao executado no estator da turbina:

$$A' = A \cdot \operatorname{sen}(\beta) = A_{\text{passagem}}$$

$$\text{logo: } A = 1746,31 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi \cdot (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2)}{4} = 1746,31 \text{ mm}^2$$

Sabendo que:

$$r_{\text{médio}} = 35\text{mm} \Rightarrow d_{\text{médio}} = 70\text{mm} = \frac{(d_{\text{ext}} + d_{\text{int}})}{2}$$

Destas equações concluímos:

$D_{\text{ext}}$ =Diâmetro externo da turbina= 77,94mm

$D_{\text{int}}$ =Diâmetro interno da turbina = 62,06mm

Diante desta discrepância entre diâmetros de estator e da turbina, o mais aconselhável seria escolher ângulos semelhantes de estator e de turbina, mas de acordo com o desenvolvido anteriormente, por motivos já esclarecidos utilizaremos estes mesmos ângulos. Sendo assim a melhor postura é adotarmos os diâmetros da turbina também para o estator. Para corrigir a área de passagem podemos adicionar palhetas até balancearmos a área novamente.

Este procedimento irá resolver além deste problema um outro. É sabido que quando temos uma turbina e o seu respectivo estator com números iguais de palhetas, igualmente espaçadas, ocorre o fenômeno de batimento. Este fenômeno é o alinhamento de todas as palhetas da turbina e do estator ao mesmo tempo, gerando muito ruído. Mas no nosso caso teremos então números diferentes de palhetas entre o estator e a turbina, resolvendo os dois problemas.

Para determinarmos as dimensões corretas dos diâmetros do estator e da turbina devemos saber qual será o número de palhetas de ambos assim como a espessura deles.

Devemos lembrar que devemos ter um número de palhetas suficiente para que a palheta não falhe por flexão visto que quanto menor o número de palhetas maior será a força atuante sobre ela para produzir a quantidade desejada de potência. Adotaremos uma espessura de 1,50 mm para a palheta da turbina e de 2,00mm para a palheta do estator.

A espessura maior para o estator é justificada por uma análise onde tentamos igualar as áreas de passagem e concluímos que necessitariam de cerca de 30 palhetas de

1,5 mm para igualarmos as áreas, então decidimos utilizar palhetas mais espessas. Claro que estes valores podem ser alterados durante o projeto caso seja observado a flexão destas por critérios de resistências dos materiais.

As equações para este novo cálculo são análogas as anteriores. Somente incluímos as considerações sobre a espessura da palheta.

$$Comp\_palheta = \frac{(d_{ext} - d_{int})}{2}$$

$$A = \frac{A_{passagem}}{\sin(\alpha)} + n_{palhetas}^O \cdot espessura \cdot Comp\_palheta$$

$$A = \frac{\pi \cdot (d_{ext}^2 - d_{int}^2)}{4}$$

$$r_{médio} = 35mm \Rightarrow d_{médio} = 70mm = \frac{(d_{ext} + d_{int})}{2}$$

Se observarmos as equações percebemos que elas são iterativas, pois para determinar os diâmetros devemos saber o comprimento da palheta e este por sua vez é deduzido pela solução destas equações.

Uma resolução matemática deste problema requer tempo e uma boa habilidade, logo partimos para uma resolução iterativa onde introduzimos estas equações no Microsoft Excel e adotamos um comprimento inicial de 10,0 mm para a palheta e iterativamente convergimos para o valor correto. Os resultados estão expostos na Tabela 22 abaixo :

	Estator	Turbina			
Espessura.palheta	2,00	1,5	mm		
Compri.palheta	9,77	9,71	mm		
Num.palheta	24	20			
P4	154000	154000	Pa		
Area passagem(' )	950,597	950,597	mm <sup>2</sup>		
A=	2030,49	2037,61	mm <sup>2</sup>		
d_ext	79,23	79,27	mm	erro	-0,04%
d_int	60,77	60,73	mm	erro	0,05%
comp.palheta	9,23	9,27	mm		

**Tabela 22** Dados da palheta da turbina e estator

Estes valores poderão ser alterados assim que dimensionarmos a espessura das palhetas, mas como a área tem um incremento proporcional ao quadrado do diâmetro, não esperamos grandes diferenças.

Sendo assim escolhemos as seguintes características:

Diâmetro maior(mm)	79,27
Diâmetro menor(mm)	60,77
Área superficial(mm <sup>2</sup> )-Turbina	2037,61
Área superficial(mm <sup>2</sup> )-Estator	2030,487
Alpha(angulos do estator) (°)	37,5
Beta(Ângulo da Turbina) (°)	32,98
Potência teórica (HP)	45,39
Ângulo(°) Incidência-90.000rpm	112,22
Ângulo(°) Incidência-15.000rpm	74,8
Nºpalhetas_Turb.	20
Nºpalhetas_Estator	24

**Tabela 23** Características da turbina e estator

Esta potência indicada é somente a potência teórica, pois de acordo com os conhecimentos desenvolvidos, esperamos uma potência de 31,78HP, suficiente para que o compressor trabalhe.

$$T = L \cdot \tan(\alpha)$$

$$T^* = K \cdot L \cdot \tan(\alpha)$$

A questão então fica em determinar o quanto maior devemos utilizar desta distância T.

Este fator K obviamente é função da velocidade do fluido, o que nem sempre é fácil de se determinar. Empiricamente observamos que com velocidades de fluido menores que 80 m/s podemos adotar um valor da ordem de 0,8 e para velocidades superiores a 110 m/s um valor razoável seria de 1,3, o que será adotado em nosso projeto.

Logo:

$$\frac{T^*}{L} = 0,767 \text{ para o estator e } \frac{T^*}{L} = 0,649 \text{ para a turbina.}$$

Resta então saber quantas palhetas devemos ter para podermos determinar o comprimento L.

Iremos admitir para a turbina 20 palhetas conforme pesquisa na Internet de outros projetos e 24 para o estator. Estes valores podem ser alterados, pois de acordo com critérios de resistência dos materiais podemos observar a flexão das palhetas ou uma espessura pequena para suportar o torque. Lembre que quanto menor o número de palhetas maior deverá ser a força distribuída nela para promover o torque desejado.

Assim:

$$nL = \pi \cdot d_m \text{ Onde } n \text{ é o número de palhetas e } dm \text{ é o diâmetro médio.}$$

Para a turbina:

$$20 \cdot L = 3,1415 \cdot 70 \Rightarrow L = 10,995 = 11 \text{ mm}$$

Para o estator da turbina:

$$24 \cdot L = 3,1415 \cdot 70 \Rightarrow L = 9,163 = 9,16 \text{ mm}$$

Outra dimensão da turbina e estator que temos que nos preocupar é a distância entre palhetas, pois caso tenhamos uma distância demasiadamente grande podemos não redirecionar o fluido de acordo com o ângulo de projeto como indicado na figura abaixo:

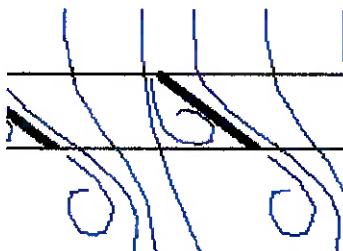


Figura 31 Análise da distância entre palhetas

Um método rápido e satisfatoriamente eficaz para determinar a relação entre o espaçamento das palhetas e a espessura da turbina será utilizado adiante:

Iremos utilizar um volume de controle como o indicado:

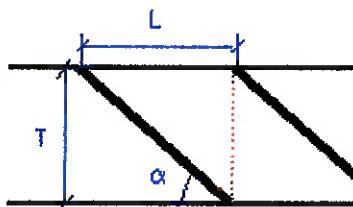


Figura 32 Volume de controle

Em uma condição limite podemos admitir que uma partícula que passe rasante a palheta da direita (Figura 32), poderia teoricamente seguir em uma trajetória retilínea até atingir o trecho final da outra palheta, conforme indicado na ilustração. Caso tenhamos um comprimento  $T'$  maior que o comprimento para este caso limite, podemos com certeza afirmar que não é possível uma partícula atravessar esta seção sem que haja mudança de direção, pois fatalmente irá colidir com a palheta da esquerda.

Este caso limite pode ser expresso pela seguinte relação:

Portanto,

$$\frac{T'}{L} = 0,767 \text{ para o estator e } \frac{T'}{L} = 0,649 \text{ para a turbina.}$$

$$T'_{\text{estator}} = 7,03 \text{ mm}$$

$$T'_{\text{turbina}} = 7,14 \text{ mm}$$

Diâmetro maior(mm)	79,27
Diâmetro menor(mm)	60,77
Área superficial( $\text{mm}^2$ )-Turbina	2037,61
Área superficial( $\text{mm}^2$ )-Estator	2030,487
Alpha(ângulos do estator) ( $^{\circ}$ )	37,5
Beta(ângulo da Turbina) ( $^{\circ}$ )	32,98
Potência teórica (HP)	45,39
Ângulo( $^{\circ}$ ) Incidência-90.000rpm	112,22
Ângulo( $^{\circ}$ ) Incidência-15.000rpm	74,8
Nºpalhetas_Turb.	20
Nºpalhetas_Estator	24
T'estator(mm)	7,03
T'turbina(mm)	7,14

**Tabela 24** Características da turbina e estator

Restando apenas checar por métodos de resistência dos materiais se esta turbina não irá falhar:

## 7.2 Análise de Resistência Mecânica da Turbina

Para esta análise separamos os modos de falha em três tipos:

- Tração da palheta por centrifugação;
- Flexão da palheta pelo carregamento fluido;
- Fratura diametral da turbina.

Para os dois primeiros modos de falha os esforços resultantes destes dois tipos de carregamentos serão a somatória das tensões máximas dos mesmos.

E para o terceiro modo de falha temos como resultante a somatória das tensões de centrifugação do disco e da centrifugação das palhetas solidárias ao disco.

Os cálculos foram elaborados em planilhas do Microsoft Excel, pois com ele pudemos ensaiar diversas configurações de formas e materiais após ter sido previamente programado.

### 7.2.1 Tração da Palheta por Centrifugação

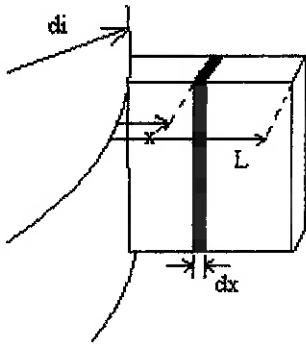


Figura 33 Palheta da turbina

A Figura 33 representa uma única palheta da qual iremos desenvolver algumas equações para determinar a tensão em que o material da base da palheta será sujeito devido à centrifugação.

$$(I) \quad F_c = \frac{m \bar{V}^2}{R} \quad (\text{Equação elementar de Newton})$$

Sendo  $m = \rho V$  ( onde m : massa ,  $\rho$  : massa específica , V: volume )

Para um elemento da palheta de espessura infinitesimal:

$$(II) \quad m = \rho \cdot A \cdot dx \quad (\text{onde A: área da seção da palheta})$$

$$(III) \quad \bar{V} = \omega \cdot (di + x) \quad (\text{onde } di: \text{diâmetro interno})$$

De I,II e III concluímos :

$dFc = \rho \cdot A \cdot dx \cdot (di + x) \omega^2$  Integrando esta equação:

$$\int_0^L dFc = \int_0^L \rho \cdot A \cdot (di + x) \omega^2 \cdot dx$$

$$Fc = \rho \cdot A \cdot di \cdot L \cdot \omega^2 + \frac{\rho \cdot A \cdot L^2 \cdot \omega^2}{2}$$

Para determinar a tensão de tração, basta dividir pela área da seção da palheta.

$$\sigma_1 = \rho \cdot di \cdot L \cdot \omega^2 + \frac{\rho \cdot L^2 \cdot \omega^2}{2}$$

Com o objetivo de checar se não ocorrerá um estiramento demasiado na palheta, também podemos calcular este estiramento através da Lei de Hooke:

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

$$\text{Estiramento} = \frac{\sigma}{E} \cdot \text{Comp\_palheta}$$

### 7.2.2 Flexão da Palheta pelo Carregamento Fluido

Neste tópico iremos realizar análise do segundo modo de falha que seria a flexão da palheta.

A força atuante nas palhetas na direção axial são oriundas da variação de velocidade do fluido na direção axial ao rotor como já discutido. Mas como não deve haver variação de velocidade (conservação de massa), muito menos uma diferença sensível de pressão nas faces da turbina, podemos desprezar a existência dessa força.

Na direção tangencial ao rotor temos uma grande variação de velocidade (responsável pelo torque) sendo esta então a componente a ser analisada neste modo de falha.

Podemos determinar a força atuante em cada palheta através das equações abaixo:

$W = T \cdot \omega$  ( onde W: Trabalho da Turbina, T: Torque no Eixo ,  $\omega$ : velocidade angular do rotor)

$W = \bar{F} \cdot r_m \cdot \omega$  ( onde  $\bar{F}$  : Força total atuante sobre todas as palhetas ,  $r_m$  : raio médio)

$F = \frac{W}{r_m \cdot \omega \cdot n}$  (onde F: força atuante em cada palheta , n : número de palhetas da turbina)

Agora temos condições de realizar os cálculos de resistência dos materiais da turbina. De agora em diante utilizaremos como referência a Figura 34 e Figura 35.

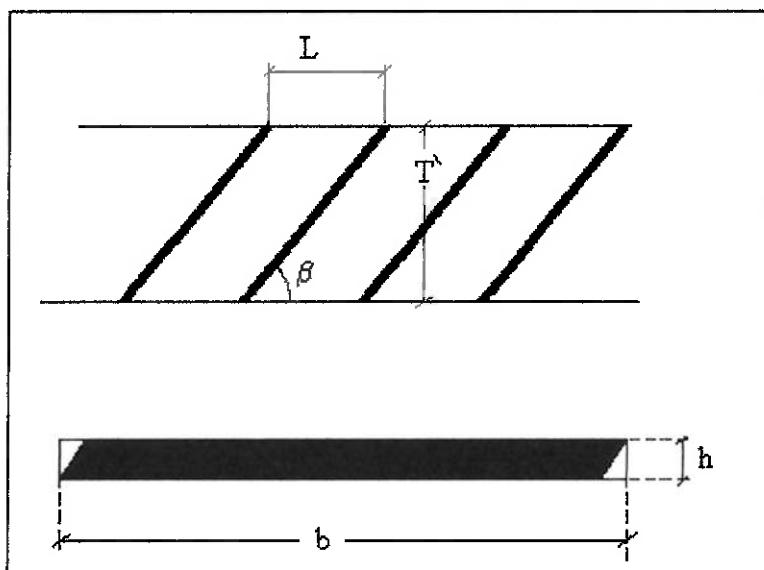


Figura 34 Vista da palheta da turbina

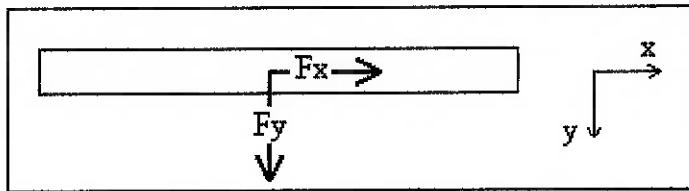


Figura 35 Vista de topo da palheta

Por medidas de aproximação de cálculos adotaremos uma seção de palheta retangular.

$$b = \frac{T}{\operatorname{sen}(\beta)}$$

*h : espessura \_ de \_ palheta*

$$Fx = F \cos(\beta)$$

$$Fy = F \operatorname{sen}(\beta)$$

Momentos de Inércia da Palheta:

$$I_{xx} = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad I_{yy} = \frac{h \cdot b^3}{12}$$

Momentos Fletores atuantes na Palheta:

$$My = \frac{Fy \cdot \operatorname{Comp\_palheta}}{2}$$

$$Mx = \frac{Fx \cdot \operatorname{Comp\_palheta}}{2}$$

onde *Comp\_palheta* : (dext-dint)/2

Tensões:

$$\sigma = \frac{My}{I_{xx}} \cdot \frac{h}{2} + \frac{Mx}{I_{yy}} \cdot \frac{b}{2}$$

Finalizando o cálculo de tensões para o segundo modo de falha.

Podemos agora determinar a tensão de tração máxima na base da palheta como sendo a somatória das tensões do primeiro e segundo modo de falha e comparar com a

tensão admissível do material em questão (INCONEL-718) obtendo o coeficiente de segurança.

Como em momento algum realizamos um cálculo específico de fadiga devemos ter ângulos de arredondamento na usinagem o maior possível reduzindo as concentrações de tensão. Outra medida que podemos tomar é exigirmos um coeficiente de segurança da palheta maior que 2.23, pois de acordo com teorias podemos afirmar que para materiais ferrosos temos uma vida “infinita” à fadiga se trabalharmos com tensões de o máximo 45% da tensão de escoamento do material.

Todas estas teorias expostas neste item foram desenvolvidas em planilhas anexadas abaixo.

Características:		
rotação:	90000rpm	
Potência desenvolvida:	45,39HP	
Diametro maior(de)	79,27 mm	0,07927 m
Diametro menor(di)	60,77 mm	0,06077 m
massa específica:	8300,00kg/m <sup>3</sup>	
espessura palheta	1,50mm	0,0015m
beta(ângulo de palheta)	32,98°	
T'	7,14mm	0,00714m
L	11,00mm	0,011m
nº palhetas	20	
S <sub>y</sub> (AISI-4340)	882,73Mpa	(482,8°C)
E(AISI-4340)	139Gpa	(482,8°C)
Fator de segurança:	2,00mínimo	
1º modo de falha_Tração por rotação da palheta:		
comp.pa.	9,25mm	0,00925 m
rot	9424,78Rad/s	
h	1,50mm	0,0015m
b	13,12mm	0,01312m
Area	19,67 mm <sup>2</sup>	1,97E-05m <sup>2</sup>
F <sub>cp</sub>	4697,52N	
tensão	2,39E+08Pa	
Elongação	1,72E-06%	
Estiramento da palheta	1,59E-05	mm
2º modo de falha_flexão de palheta:		
Pot	33847,323W	
beta	0,58Rad	
I <sub>xx</sub>	3,69Mm <sup>4</sup>	3,7E-12m <sup>4</sup>
I <sub>yy</sub>	282,08Mm <sup>4</sup>	2,8E-10m <sup>4</sup>
F'	102,58N	
F <sub>(por palheta)</sub>	5,13N	
F <sub>x</sub>	4,30N	
F <sub>y</sub>	2,79N	
M <sub>x</sub>	0,0199N.m	
M <sub>y</sub>	0,0129N.m	
Tensão_X	2625208,6Pa	
Tensão_Y	462643,73Pa	
Tensão	3,09E+06Pa	
Análise		
Tensão	241,8Mpa	
Fator de Segurança:	3,7	OK

Tabela 25 Resistência mecânica das palhetas da turbina

O estator da turbina não será checado, pois suas palhetas apresentam uma espessura maior que a da turbina e sendo a turbina sujeita a condições de esforços mais severos que a do estator, não é possível que as palhetas do estator falhem.

Para as tensões de materiais, utilizamos uma correspondência entre as tensões e temperaturas obtidas segundo a norma MIL-HDBK-5H presente no Anexo B deste trabalho. Sendo estes manuais cedidos pela AKAER/EMBRAER engenharia.

### **7.2.3 Fratura diametral da turbina.**

Neste modo de falha iremos checar se de acordo com as dimensões determinadas não poderá ocorrer o rompimento do disco de turbina ao meio devido à centrifugação deste.

Este modo de falha é um dos mais importantes, pois caso ocorra o rompimento do disco na maior rotação, o que geralmente acontece, teremos duas metades de disco a uma rotação altíssima e consecutivamente a uma velocidade altíssima (aproximadamente 200m/s) sendo liberadas. Como estas velocidades são comparáveis à velocidade de balas, seria muito difícil que estes “projéteis” permaneçam no interior do reator, podendo ser fatal para qualquer observador a sua volta.

Iremos admitir que o disco parte-se ao meio o que na verdade não é uma suposição, pois para qualquer tipo de partição radial que realizamos, teremos a área de seção sempre uma constante apenas alterando a massa.

Então é bastante razoável supor uma partição ao meio, pois somente deste modo iremos maximizar a massa das duas seções, com isso maximizando a tensão.

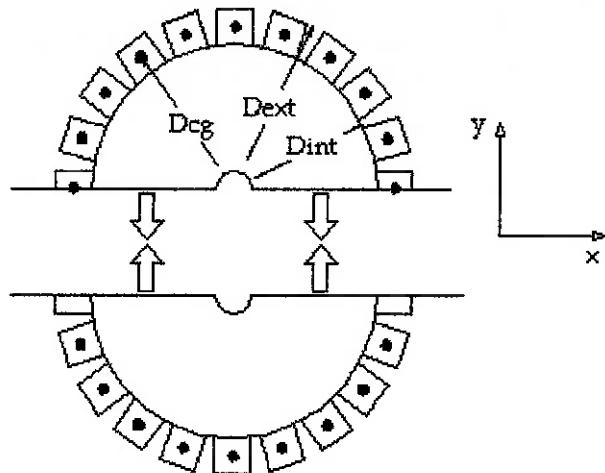


Figura 36 Partição da turbina ao meio

Para esta análise calculamos a força atuante na metade do disco em duas etapas:

- Centrifugação de Palhetas.
- Centrifugação do Disco.

Para a centrifugação das palhetas devemos apenas considerar a força atuante na direção (Y). De acordo com a simetria do semi-disco a componente (X) irá ser cancelada pela palheta “gêmea” do semidisco.

Iremos demonstrar todas as equações utilizadas nesta análise:

$$F_{palheta} = m_{palheta} \cdot R_{cg\_palheta} \cdot \omega^2$$

onde  $F_{palheta}$  é a força unitária da palheta na direção radial.

$M_{palheta}$  é a massa unitária da palheta.

$R_{cg}$  é o raio de rotação do centro de massa da palheta ( $R_{cg} = D_{cg}/2$ ).

Para acharmos a componente (Y) desta força temos:

$$F_{palheta} = \sin(\theta) \cdot m_{palheta} \cdot R_{cg\_palheta} \cdot \omega^2$$

onde  $\theta$  representa o ângulo do palheta em relação ao traço de corte do disco.

$$\theta = \frac{360^\circ}{n^{\circ} total\_palhetas} \text{ que no nosso caso é de } 20.$$

A massa unitária da palheta pode ser expressa por:

$$m_{palheta} = Esp_{palheta} \cdot Largura \cdot Comprimento \cdot \rho$$

onde  $\rho$  é a massa específica do material da turbina.

A força total gerada por todas as palhetas é calculada como a somatória da força de centrifugação de cada palheta.

$$F_{total} = \sum_1^{10} F_{palheta}; \text{ somando somente as palhetas desta metade da turbina.}$$

Para determinar a tensão referente ao acréscimo somente das palhetas temos:

$$\sigma_{palhetas} = \frac{F_{total}}{Area\_corte\_disco} = \frac{F_{total}}{D_{int} \cdot Espessura_{disco}}$$

Para o cálculo da centrifugação do disco devemos ter:

$$m_{disco} = \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \cdot Espessura\_disco \cdot \rho$$

onde  $\rho$  é a massa específica da turbina.

O raio de rotação é o raio do centro de gravidade deste semidisco:

$$R_{cg\_disco} = \frac{4 \cdot \left( D_{int} / 2 \right)}{3 \cdot \pi}$$

Sendo assim calculamos a força por centrifugação do disco:

$$F_{disco} = m_{disco} \cdot R_{cg\_disco} \cdot \omega^2$$

Obtendo assim a tensão por centrifugação do disco:

$$\sigma_{disco} = \frac{F_{disco}}{Area} = \frac{F_{disco}}{D_{int} \cdot Espessura_{disco}}$$

A tensão equivalente deste modo de falha é obtida pela soma da tensão de centrifugação do disco pela tensão de centrifugação das palhetas:

$$\sigma_{total} = \sigma_{palheta} + \sigma_{disco}$$

Para certificar o disco podemos calcular o coeficiente de segurança em relação ao escoamento e o estiramento aproximado para checar se não é demasiado, podendo ocorrer fricção da palheta nas paredes da turbina.

$$\eta = \frac{\sigma_{material}}{\sigma_{total}}$$

E o estiramento pode ser calculado através da Lei de Hook:

$$\epsilon = \frac{\sigma_{total}}{E_{material}} \quad \text{onde } E_{material} \text{ é o coeficiente de rigidez do material da turbina.}$$

$$\Delta L = \frac{D_{ext}}{2} \cdot \epsilon$$

As equações descritas acima foram inseridas no Microsoft Excel para a análise e estão descritas na Tabela 26.

Características:				
dext	79,27 mm			
dint	60,77 mm			
Espessura_disco	7 mm			
Rotação	90000 rpm			
nº palhetas	20			
espessura_palheta	1,5 mm			
Altura_palheta	10 mm			
Dessidade	8100 Kg/m <sup>3</sup>			
Sy(INCONEL_718)	931 Mpa	(482,8°C)		
E	206,8 Gpa	(482,8°C)		
Considerando somente o Disco(Fratura do Disco ao Meio):				
Rdisco	30,385 mm			
Rotação	9424,78 rad/s			
Ycg_disco	12,90 mm			
massa_disco	0,164 Kg	(solido)		
Força_disco	1,88E+05 N	19,22276 ton		
Area_disco	425,39 mm <sup>2</sup>	0,000425 m <sup>2</sup>		
Tensão	442,85 Mpa			
Considerando Somente o Adicional das Palhetas(Para Fratura ao Meio):				
comp.palheta	9,25 mm			
massa_palheta	0,001124 Kg			
Alfa	20 (ângulo entre palhetas) <sup>a</sup>			
Palheta	Ângulo(º)	Ycg_eff(mm)	F(Y)	Tensão_Adicional_no_Disco
1	0	0,00	0,00 N	0,00 Mpa
2	20	11,97	1195,37 N	2,81 Mpa
3	40	22,50	2246,57 N	5,28 Mpa
4	60	30,32	3026,80 N	7,12 Mpa
5	80	34,48	3441,94 N	8,09 Mpa
6	100	34,48	3441,94 N	8,09 Mpa
7	120	30,32	3026,80 N	7,12 Mpa
8	140	22,50	2246,57 N	5,28 Mpa
9	160	11,97	1195,37 N	2,81 Mpa
10	180	0,00	0,00 N	0,00 Mpa
Total			2,02 ton	46,60 Mpa
Tensão_(disco+palhetas)		489,44	Mpa	
Fator de Segurança		1,90	OK	(Falha a 124.000 rpm)
Estiramento(mm)		0,002367	mm	

Tabela 26 Dados de Fratura diametral da turbina

## 8. DIMENSIONAMENTO DO EIXO

Para o cálculo do eixo, basicamente temos que considerar a tensão de cisalhamento gerada pelo transporte de potência, já que a tensão de tração ou compressão devido a sucção da turbina é pequena (Dado exposto no dimensionamento dos rolamentos).

Conservativamente poderíamos considerar um caso de grande periculosidade como sendo a falha de uma palheta da turbina sendo extraída do rotor a sua rotação máxima, gerando grande tensão oscilante no eixo.

Esta é uma situação extremamente crítica, sendo o critério para o projeto do eixo o não rompimento do eixo, visto que nesta situação o seu escoamento poderia ser admitido. Já a sua ruptura poderia ser extremamente perigosa para qualquer pessoa ou patrimônio próximo, pois teríamos um disco de aço solto a uma velocidade de rotação extremamente elevada.

Não iremos considerar a possibilidade de uma extração de palheta no compressor, pois este é usinado em liga de alumínio, sendo então qualquer dano neste menos severo que um dano na turbina que será usinada em aço cuja massa específica é mais de 2 vezes a do alumínio, além do diâmetro da turbina ser maior que o do compressor.

Sendo assim admitiremos como condições a serem satisfeitas pelo eixo:

- Transporte de potência ao compressor.
- Extração de uma palheta da turbina.

Iremos descrever as equações a serem utilizadas nesta análise iniciando pelo transporte de potência:

Para um eixo de diâmetro  $d_{\text{eixo}}$  temos:

$$T = \frac{W}{\omega}$$

onde, T : Torque em que o eixo é sujeito.

W: Potência transportada pelo eixo.

$\omega$ : Rotação angular do eixo.

$$J = \frac{\pi d_{eixo}^4}{32}$$

onde J é o momento polar de inércia para um eixo sólido.

$$\tau_{potencia} = \frac{T}{J} \left( \frac{d_{eixo}}{2} \right)$$

Para o desbalanceamento gerado pela falta de uma palheta temos:

$F_{palheta} = m_{palheta} \cdot R_{cg\_palheta} \cdot \omega^2$  (consideramos a existência de uma palheta a mais em um setor do disco. O resto das palhetas estão dispostas simetricamente)

E o momento fletor gerado por este desbalanceamento.

$$M_{palheta} = F_{palheta} \cdot L_{rola\_turbina}$$

Onde, Lrola\_turbina é a distância entre o apoio(rolamento) e do centro da turbina.

O momento de inércia do eixo é calculado como:

$$I = \frac{\pi d_{eixo}^4}{16}$$

Assim calculamos a tensão referente à flexão do eixo:

$$\sigma_{flexao} = \frac{M_{palheta}}{I} \left( \frac{d_{eixo}}{2} \right)$$

A tensão equivalente pode ser calculada de acordo com o círculo de Mohr:

$$\sigma_{equi} = \sqrt{\sigma_{flexao}^2 + \tau_{potencia}^2}$$

Assim podemos checar os autovalores de segurança ao escoamento e a ruptura do eixo:

$$\eta_{ruptura} = \frac{\sigma_{ruptura\_material}}{\sigma_{equivalente}} \quad \text{e}$$

$$\eta_{escoamento} = \frac{\sigma_{escoamento\_material}}{\sigma_{equivalente}}$$

Estas equações foram programadas no Microsoft Excel onde inserimos os dados de funcionamento do projeto, assim como o diâmetro do eixo, e checamos os valores dos fatores de segurança adequando o diâmetro a um fator seguro.

Procuramos manter o diâmetro do eixo o menor possível, pois observamos que os rolamentos que irão ser montados sobre este eixo possuem uma rotação admissível inversamente proporcional ao diâmetro.

Na Tabela 27 encontra-se a análise descrita:

Considerando Somente o Adicional das Palhetas(Para Fratura ao Meio):		
Potência_turbina	45,39 HP	
Rotação	90000 rpm	
comp.palheta	9,25 mm	
Dint	60,77 mm	
massa_palheta	0,001124 Kg	
Deixo	9 mm	
L_rola_turb.	17 mm	
Sy(AISI-4340)	882,73 Mpa	(482,8°C)
Su(AISI-4340)	1254,84 Mpa	(482,8°C)
E(AISI-4340)	139 Gpa	(482,8°C)
Para uma Palheta Extraída:		
Rotação	9424,78 rad/s	
Ycg(mm)	Foça_Alternada(Y)	
35,01	3495,04 N	
M_eixo	59,42 N.m	
Ixx_eixo	322,06 mm <sup>4</sup>	3,22E-10 m <sup>4</sup>
Tensão	830,18 Mpa	
Transporte de Potência		
Torque	3,59 N.m	
Ip	644,1247 mm <sup>4</sup>	1,61E-10 m <sup>4</sup>
Tensão_cisalhamento	100,36 Mpa	
Tensão_Equivalente	636,2 Mpa	
Fator de Segurança_Ruptura:		1,5 OK
Fator de Segurança_Eescoamento:		1,1 OK

Tabela 27 Dados de dimensionamento do eixo

Assim especificamos um eixo de diâmetro mínimo de 9mm elaborado de aço AISI-4340.

## 9. DIMENSIONAMENTO DE ROLAMENTOS

Para esta análise iremos apenas considerar um desbalanceamento admissível na turbina ou no compressor, assim como uma força normal ao eixo referente à diferença de pressão existente entre a face de entrada do compressor e a atmosférica local, visto que teoricamente não existe diferença de pressão entre as faces da turbina, sendo toda a diferença de pressão entre o interior do reator e o exterior suportado pelo estator da turbina e pelo compressor. Sendo que o compressor não promove nenhuma força axial devido a esta diferença de pressão, pois ele é de constituição radial.

Para o cálculo da força de desbalanceamento temos:

$$F_{desbalanceamento} = m_{desbalanceamento} \cdot R_{turbina} \cdot \omega^2$$

onde,  $\omega$  é a rotação da turbina.

Para o Cálculo da Força axial devemos determinar a diferença de pressão entre a face de entrada do compressor e a atmosférica local:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V \text{ onde,}$$

M : Vazão mássica aspirada pela turbina.

$\rho$ : Densidade do ar na entrada do compressor.

V: Velocidade do ar na entrada do compressor.

Podemos escrever:

$$V = \frac{\dot{m} \cdot \bar{R} \cdot T_2}{P_2 \cdot A} \text{ onde,}$$

T2: temperatura do ar na entrada do compressor.

P2: Pressão do ar na entrada do compressor.

$$V_{sônica} = \sqrt{K \cdot \bar{R} \cdot T_2}$$

Logo:

$$Nº\ mach = \frac{V}{V_{sônica}}$$

Com o nºMach, podemos através de tabelas de escoamentos compressíveis determinar as seguintes relações:

P2/P\* e T2/T\* onde os fatores (\*) são os valores críticos, Mach=1.

Podemos então escrever para esta situação:

$$P_2 = \frac{P_2}{P_*} \cdot P_1 \quad \text{e} \quad T_2 = \frac{T_2}{T_*} \cdot T_1$$

Onde, T1 e P1 são as condições de temperatura e pressão locais.

Com o auxílio de uma tabela de escoamento compressível, admitimos uma relação de P2/P\* e T2/T\* igual a 1 e verificamos o nºMach e com a tabela de fluido compressível obtemos o novo valor de P2/P\* e T2/T\* seguimos assim iterativamente até obtermos o valor correto.

Com este valor de P2 podemos calcular a força devido à diferença de pressão como:

$$F = A(P_2 - P_1).$$

Estas equações foram programadas no Microsoft Excel inserindo os dados de funcionamento do projeto. Obtemos os seguintes dados:

Dados Gerais	
Diâmetro_Eixo	9 mm
Massa de desbalanceamento:	0,005 g
Rotação	90000 rpm
Diâmetro de Rotação	35,01 mm(cg_palheta)
Vazão_Mássica	0,2 Kg/s
Diâ. de entrada_Compressor	57 mm
P_atm	0,1 Mpa
R_gás	287 N.m/Kg.K
T_amb	27 °C
K_coef. Politrópico	1,4

T2/T*	0,992	Estrada Iterativa de
P2/P*	0,972	Dados
P2	0,0972 Mpa	
T2	297,6 K	
Area_ent_comp	0,002552 m <sup>2</sup>	
Densidade_ar	1,14 Kg/m <sup>3</sup>	
Vent_comp(aprox).	68,87 m/s	(90.000rpm)
V_som	345,80 m/s	
Mach	0,199	
<b>Força devido a Diferença de Pressão:</b>		
Força Axial	7,14 N	
<b>Força Radial Alternada</b>		
Rotação	9424,78 rad/s	
Força_alternada	15,55 N	

**Tabela 28** Forças atuantes no rolamento

Após consulta em catálogos de fabricantes observamos que de acordo com as características deste projeto, o fator crítico não é a carga em que o rolamento está sujeito, mas a temperatura e rotação(aproximadamente 550°C com refrigeração do bypass e 90.000rpm). Não existe atualmente um rolamento que consiga suportar estas características sem que ocorra uma depreciação de sua vida.

De acordo com pesquisas na internet o mais indicado é a utilização de rolamentos de esferas comuns, mas temos que ter em mente que estes estão sujeitos a condições maiores que a de projeto podendo falhar a qualquer momento, com isso restringindo a

aplicação deste propulsor apenas para aeromodelos onde uma falha não é fatal. Nunca devemos ficar próximo a estes tipos de reatores quando os mesmos estão trabalhando, principalmente em plena carga.

Assim escolhemos o seguinte rolamento:

NSK 689 ZZ com capacidade para operar em até 136Kgf na direção radial e 68Kgf na direção axial, originalmente projetado para suportar no máximo 43.000rpm a uma temperatura de até 250°C.

## 10. CONCLUSÃO

Apesar de todo o projeto termodinâmico e mecânico ter sido elaborado o mais fiel possível, não podemos afirmar que este motor irá ter o desempenho da forma como foi estipulado, pois existem muitas outras variáveis presentes no projeto do reator como a formação da chama, perdas distribuídas as quais não foram estudadas com o devido refinamento. Sendo a melhor solução possível, obtida da forma de ensaios, o que no nosso caso não foi possível.

Podemos afirmar que ficamos frustrados em não termos criado o primeiro protótipo para podermos realmente iniciar o projeto, visto que a maioria dos problemas ocorrem nesta fase, partindo dos mais simples como uma não conformidade para montagem como dos mais complexos como a formação de chama no combustor de forma irregular ou até intermitente.

Ficamos muito satisfeitos em observar que nosso dimensionamento nos levou a um modelo com características semelhantes a outros modelos presentes no mercado.

Existem ainda periféricos do reator que não foram projetados, pois para a próxima etapa de projeto seria necessário termos em mão ao menos uma maquete para podermos discutir a influência destes.

Gostaríamos de salientar que nossa idéia para a injeção de combustível seria através de cinco bicos injetores que adentrariam ao combustor pelo escape do tubo de chama percorrendo este até sua parte frontal. Sendo posicionado um orifício de entrada de ar a frente de cada bico e um entre cada bico, somando os dez orifícios descritos no dimensionamento do combustor.

Existem algumas sugestões para a injeção do combustível, como podemos citar a utilização de um vazo de pressão contendo o combustível junto com algum gás inerte como o Nitrogênio facilitando a montagem. Esta solução parece bem satisfatória, mas não para uma fase de desenvolvimento do motor, pois representaria mais uma variável a ser trabalhada. Até certificarmos o modelo, aconselhamos a utilização de uma bomba injetora convencional como qualquer bomba utilizada em injeções eletrônicas de automóveis.

Para a construção dos periféricos não projetados, aconselhamos sempre ter em mente que estamos trabalhando com uma máquina com riscos, então não devemos somente nos preocupar com o peso do reator, mas sempre nos preocuparmos principalmente no caso de ocorrer alguma falha; checarmos os riscos presentes para as pessoas próximas.

## 11. BIBLIOGRAFIA

- [1] Vincent , E. **The theory and Design of Gas Turbines and Jet Engines**. New York: Mc Graw Hill.
- [2] Brunetti,Franco.**Motores de Combustão Interna**.
- [3] Zuciow,M. **Aircraft and Missile Propulsion**. New York: John Willey.
- [4] Loh,Wellington Hsiao Tung (1968). **Jet , Rocket,Nuclear , Ionand eletric Propulsion:Theory and Design**. Berlin Springer
- [5] Smith G. Geoffrey (1952). **Propulsion par reaction**. 2.ed.Paris,Dumod .
- [6] Smith . G. Geoffrey. **Gas turbines and jet propulsion for aircraft**. New York: Aerosphere
- [7] Apostila PMC-480- **Dinâmica do Gases**
- [8] Wylen, Gordon V. J. & Sonntag, Richard E. & Borgnakke, Claus. **Fundamentals of Classical Thermodynamics- 4<sup>th</sup> ed.** 1993 John Wiley & Sons Inc.
- [9] Treager, Irwin E. (1979).**Aircraft gas turbine engine technology**. New York, McGraw Hill.
- [10] Cox ,Harold Roxbee.(1955). **Gas turbine principles and practice**.Richard Clay.
- [11] Lee, John F.(1954). **Theory and Design of Steam and Gas Turbine**.McGraw-Hill.
- [12] Taylor, Michael.(1982). **Caças a Jato**.
- [13] Cohen, H.(1954). **Gás Tubine Theory**.
- [14] Jennings, H.(1953). **Gas Turbine Analysis and Practice**.
- [15] Grazzini, Francesco; Oliveira, Fabio.(1997). **Projeto de Pequena Turbina para Propulsão de Aeromodelos**:Projeto Shiron.

- [16] Norton.Robert L.(2000).;**Machine Design** , 2ºed.
- [17] Lefebvre,Arthur H., “**Gás TurbineCombustion**”, Taylor&Francis,1983.
- [18] ENCIT 2002, **Projeto e Estudo de Desempenho da Câmara de combustão de uma Microturbina**, Paper CIT02-0391.

<http://www.geocities.com/ncharriere/ruben.html>

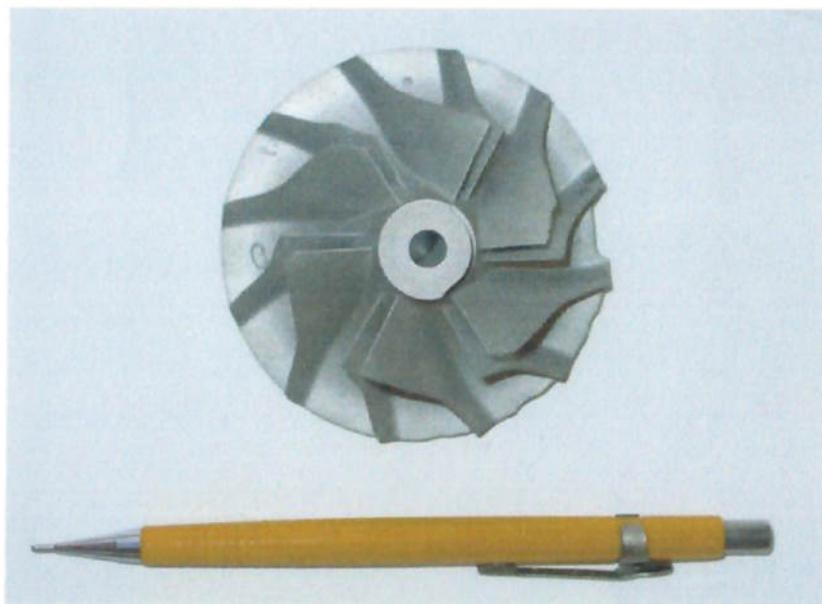
<http://www.elsitioaeronautico.com/Motores/Turbina.htm>

<http://www.hangarbrasil.hpg.ig.com.br/downloads.htm>

<http://www.aecbiella.comturbin1.htm>

<http://era.ita.cta.brcursosproj98Motorclasmag.htm>

## **ANEXO A**



## **ANEXO B**

### 6.3.5 INCONEL 718

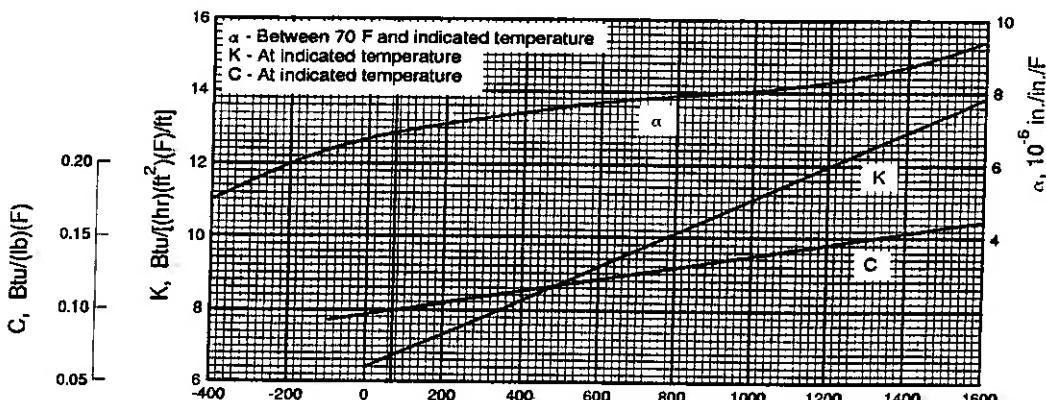
**6.3.5.0 Comments and Properties** — Inconel 718 is a vacuum-melted, precipitation-hardened nickel-base alloy. It can be welded easily and excels in its resistance to strain-age cracking. It is also readily formable. Depending on choice of heat treatments, this alloy finds applications requiring either (1) high resistance to creep and stress rupture to 1300°F or (2) high strength at cryogenic temperatures. It also has good oxidation resistance up to 1800°F. Inconel 718 is available in all wrought forms and investment castings.

Because of the close relationship between heat treatment, properties, and applications, both the product form and application are listed with the specifications in Table 6.3.5.0(a). Room-temperature mechanical and physical properties are presented in Tables 6.3.5.0(b) through (d). The effect of temperature on physical properties is presented in Figure 6.3.5.0.

**Table 6.3.5.0(a). Material Specifications for Inconel 718**

Specification	Form	Application
AMS 5589	Tubing	Creep-rupture
AMS 5590	Tubing	Short-time
AMS 5596	Sheet, strip, plate	Creep-rupture
AMS 5597	Sheet, strip, plate	Short-time
AMS 5662, 5663	Bar, forging	Creep-rupture
AMS 5664	Bar, forging	Short-time
AMS 5383	Investment castings	Short-time

**6.3.5.1 Solution-Treated and Aged Condition** — Elevated-temperature curves are presented in Figures 6.3.5.1.1 and 6.3.5.1.4(a) through (c). Typical tensile and compressive stress-strain curves as well as typical compressive tangent-modulus curves for sheet and castings are shown in Figures 6.3.5.1.6(a) through (c). Figure 6.3.5.1.6(d) is a typical stress-strain curve (full range) for Inconel 718 investment casting. Creep and stress-rupture curves for forging are shown in Figures 6.3.5.1.7(a) through (e). Supplemental creep and stress-rupture information for forging is presented in Table 6.3.5.1.7. Fatigue S/N curves are presented in Figures 6.3.5.1.8(a) through (g). Fatigue-crack-propagation data for die forging and plate are presented in Figures 6.3.5.1.9(a) through (c).



**Figure 6.3.5.0. Effect of temperature on the physical properties of Inconel 718.**

### 2.3.1 SPECIFIC ALLOYS

**2.3.1.0 Comments and Properties** — AISI 4130 is a chromium-molybdenum steel that is in general use due to its well-established heat-treating practices and processing techniques. It is available in all sizes of sheet, plate, and tubing. Bar stock of this material is also used for small forgings under one-half inch in thickness. AISI 4135, a slightly higher carbon version of AISI 4130, is available in sheet, plate, and tubing.

AISI 4140 is a chromium-molybdenum steel that can be heat treated in thicker sections and to higher strength levels than AISI 4130. This steel is generally used for structural machined and forged parts one-half inch and over in thickness. It can be welded but it is more difficult to weld than the lower carbon grade AISI 4130.

AISI 4340 is a nickel-chromium-molybdenum steel that can be heat treated in thicker sections and to higher strength levels than AISI 4140.

AISI 8630, 8735, and 8740 are nickel-chromium-molybdenum steels that are considered alternates to AISI 4130, 4135, and 4140, respectively.

There are a number of steels available with compositions that represent modifications to the AISI grades described above. Four of the steels that have been used rather extensively at  $F_u = 220$  ksi are D6AC, Hy-Tuf, 4330V, and 4335V. It should be noted that this strength level is not used for AISI 4340 due to embrittlement encountered during tempering in the range of 500 to 700°F. In addition, AISI 4340 and 300M are utilized at strength levels of  $F_u = 260$  ksi or higher. The alloys, AISI 4340, D6AC, 4330V, 4335V, and 300M, are available in the consumable electrode melted grade. Material specifications for these steels are presented in Tables 2.3.1.0(a) and (b).

The room-temperature mechanical and physical properties for these steels are presented in Tables 2.3.1.0(c) through 2.3.1.0(g). Mechanical properties for heat-treated materials are valid only for steel heat treated to produce a quenched structure containing 90 percent or more martensite at the center. Figure 2.3.1.0 contains elevated temperature curves for the physical properties of AISI 4130 and AISI 4340 steels.

**2.3.1.1 AISI Low-Alloy Steels** — Elevated temperature curves for heat-treated AISI low-alloy steels are presented in Figures 2.3.1.1.1 through 2.3.1.1.4. These curves are considered valid for each of these steels in each heat-treated condition but only up to the maximum temperatures listed in Table 2.3.0.1(b).

**2.3.1.2 AISI 4130 and 8630 Steels** — Typical stress-strain and tangent-modulus curves for AISI 8630 are shown in Figures 2.3.1.2.6(a) through (c). Best-fit S/N curves for AISI 4130 steel are presented in Figures 2.3.1.2.8(a) through (h).

**2.3.1.3 AISI 4340 Steel** — Typical stress-strain and tangent-modulus curves for AISI 4340 are shown in Figures 2.3.1.3.6(a) through (c). Typical biaxial stress-strain curves and yield-stress envelopes for AISI 4340 alloy steel are presented in Figures 2.3.1.3.6(d) through (g). Best-fit S/N curves for AISI 4340 are presented in Figures 2.3.1.3.8(a) through (o).

**2.3.1.4 300M Steel** — Best-fit S/N curves for 300M steel are presented in Figures 2.3.1.4.8(a) through (d). Fatigue-crack-propagation data for 300M are shown in Figure 2.3.1.4.9.

**2.3.1.5 D6AC Steel** — Fatigue-crack-propagation data for D6AC steel are presented in Figure 2.3.1.5.9.

**MIL-HDBK-5H**  
**1 December 1998**

**Table 2.3.1.0(f<sub>1</sub>). Design Mechanical and Physical Properties of Low-Alloy Steels**

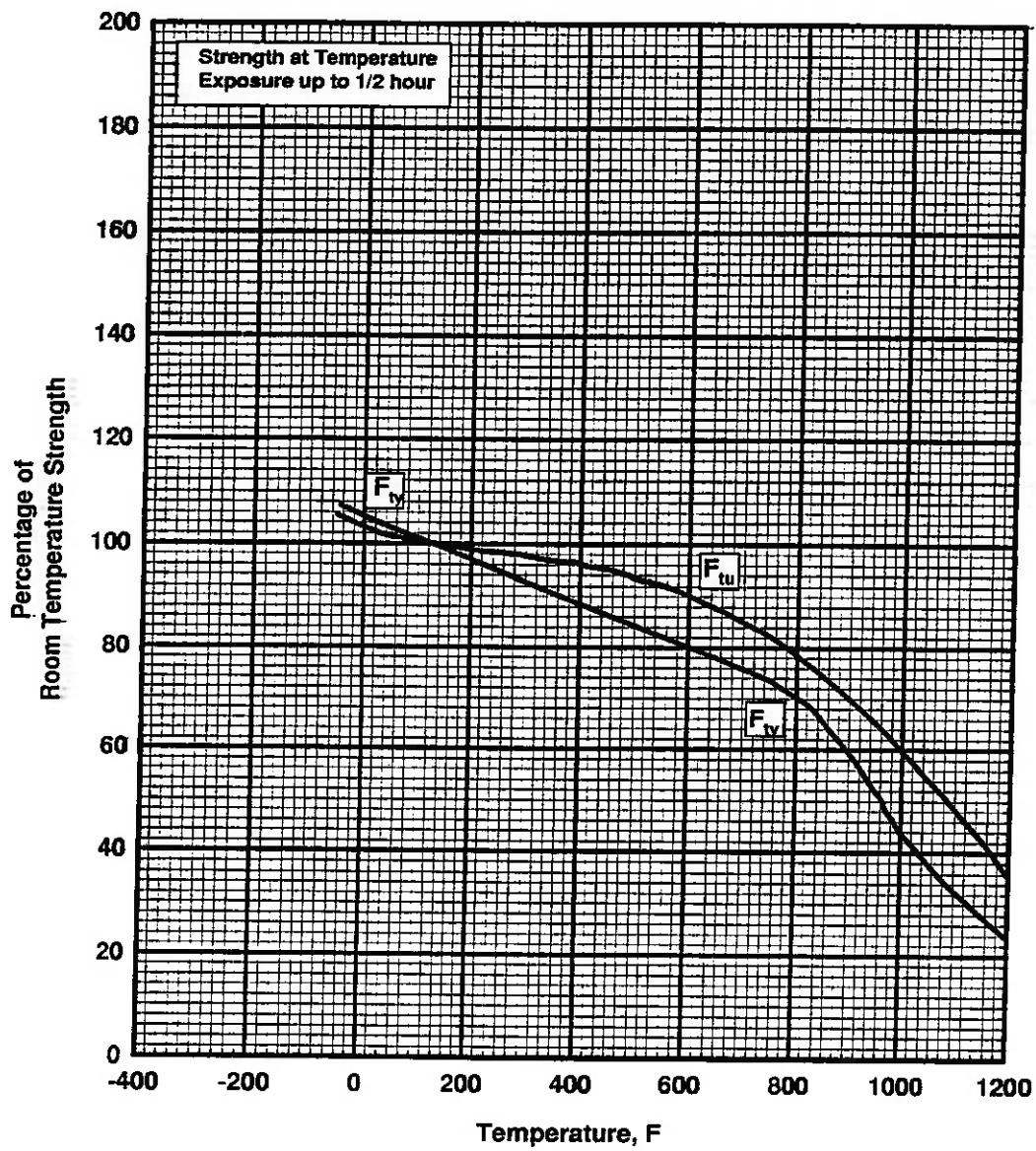
Alloy .....	Hy-Tuf	4330V	4335V	4335V	D6AC	AISI 4340a	0.40C 300M	0.42C 300M
Specification .....	AMS 6418 AMS 6425	AMS 6411	AMS 6430	AMS 6429	AMS 6431	AMS 6414	AMS 6417	AMS 6257 AMS 6419
Form .....	Bar, forging, tubing							
Condition .....	Quenched and tempered <sup>b</sup>							
Thickness or diameter, in. .....	See Table 2.3.0.2							
Basis .....	S	S	S	S	S	S	S	S
<b>Mechanical Properties:</b>								
$F_u$ , ksi .....	220	220	205	240	220	260	270	280
$F_y$ , ksi .....	185	185	190	210	190	217	220	230
$F_{0.2}$ , ksi .....	193	193	199	220	198	235	236	247
$F_{sw}$ , ksi .....	132	132	123	144	132	156	162	168
$F_{brw}$ , ksi:								
(e/D = 1.5) .....	297	297	315	369	297	347	414 <sup>c</sup>	430 <sup>c</sup>
(e/D = 2.0) .....	385	385	389	465	385	440	506 <sup>c</sup>	525 <sup>a</sup>
$F_{brv}$ , ksi:								
(e/D = 1.5) .....	267	267	296	327	274	312	344 <sup>c</sup>	360 <sup>c</sup>
(e/D = 2.0) .....	294	294	327	361	302	346	379 <sup>c</sup>	396 <sup>c</sup>
$e$ , percent:								
L .....	10	10	10	10	4	10	8	7
LT .....	5 <sup>a</sup>	5 <sup>a</sup>	7	7	4	...	...	...
$E$ , 10 <sup>3</sup> ksi .....	29.0							
$E_c$ , 10 <sup>3</sup> ksi .....	29.0							
$G$ , 10 <sup>3</sup> ksi .....	11.0							
$\mu$ .....	0.32							
<b>Physical Properties:</b>								
$\omega$ , lb/in. <sup>3</sup> .....	0.283							
$C$ , $K$ , and $\alpha$ .....	See Figure 2.3.1.0							

<sup>a</sup> Applicable to consumable-electrode vacuum-melted material only.

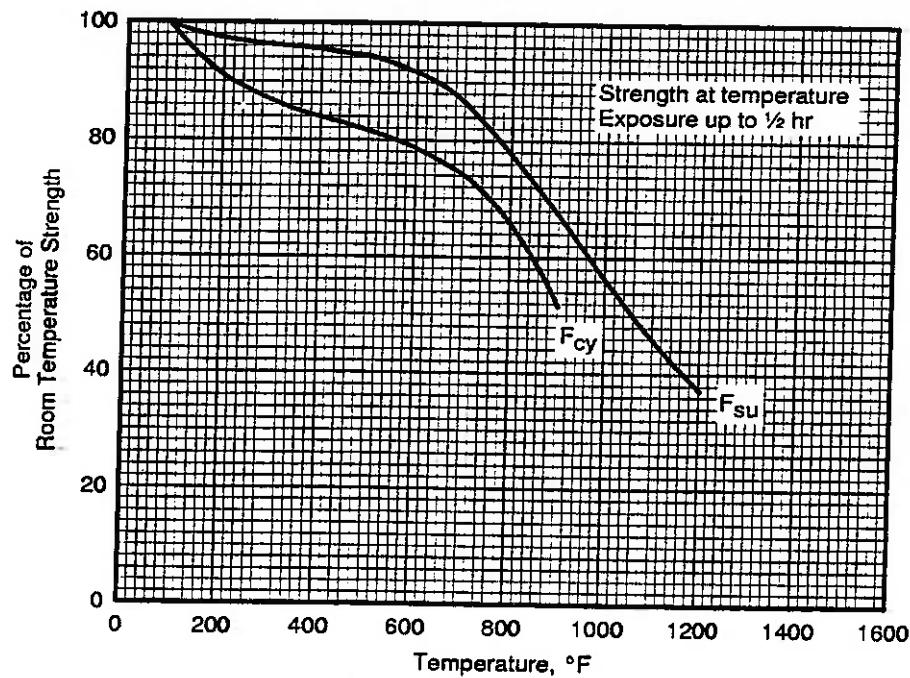
<sup>b</sup> Design values are applicable only to parts for which the indicated  $F_u$  has been substantiated by adequate quality control testing.

<sup>c</sup> Bearing values are "dry pin" values per Section 1.4.7.1.

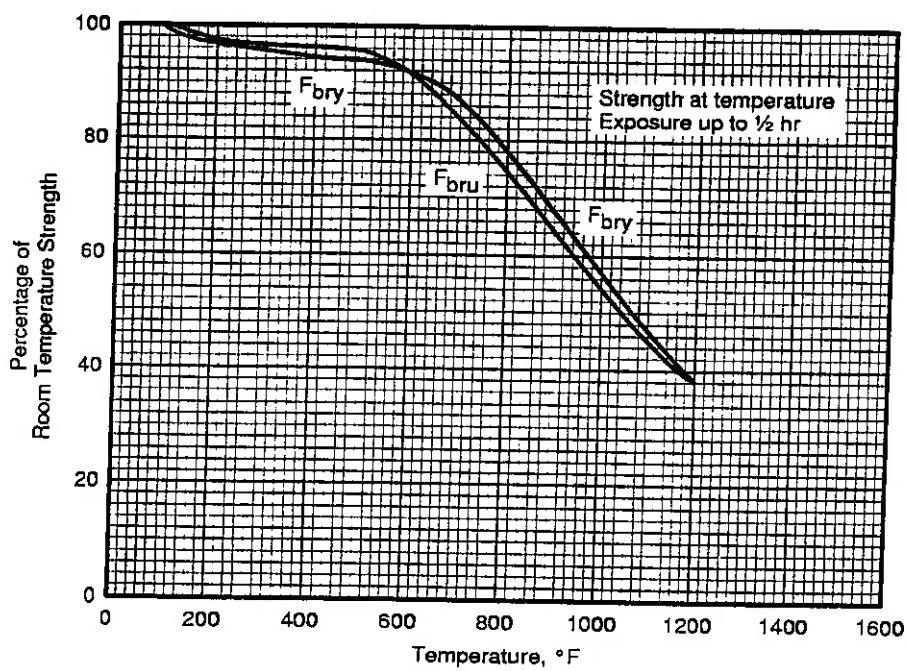
<sup>d</sup> See Table 2.3.1.0(g) for elongation applicable to consumable-electrode vacuum-melted D6AC.



**Figure 2.3.1.1.1. Effect of temperature on the tensile ultimate strength ( $F_{tu}$ ) and tensile yield strength ( $F_{ty}$ ) of AISI low-alloy steels (all products).**

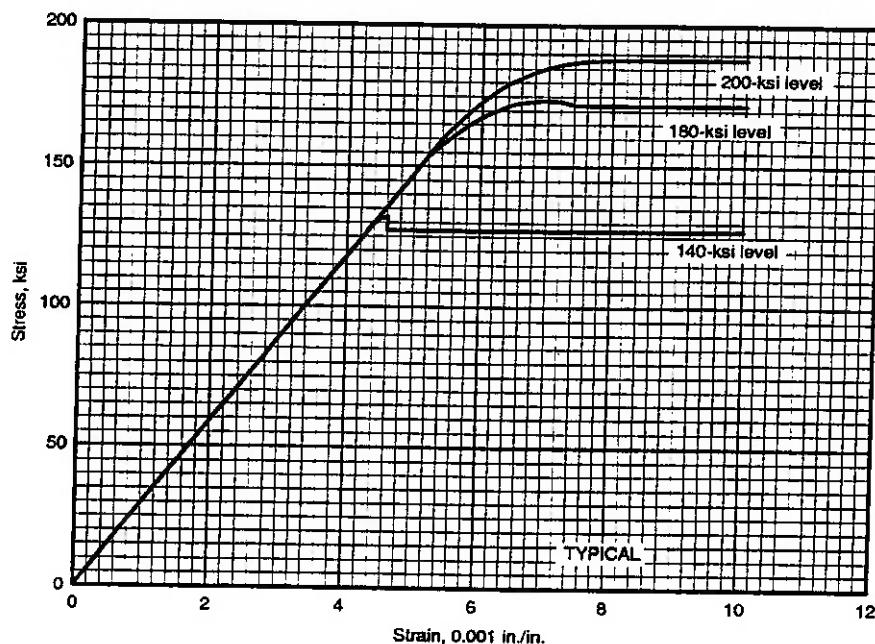


**Figure 2.3.1.1.2. Effect of temperature on the compressive yield strength ( $F_{cy}$ ) and the shear ultimate strength ( $F_{su}$ ) of heat-treated AISI low-alloy steels (all products).**

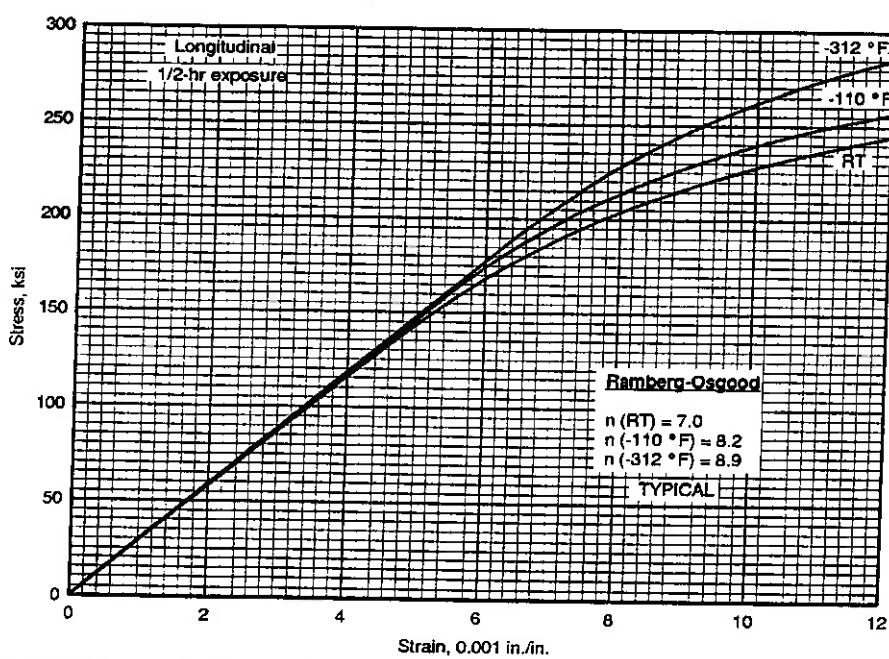


**Figure 2.3.1.1.3. Effect of temperature on the bearing ultimate strength ( $F_{bru}$ ) and the bearing yield strength ( $F_{bry}$ ) of heat-treated AISI low-alloy steels (all products).**

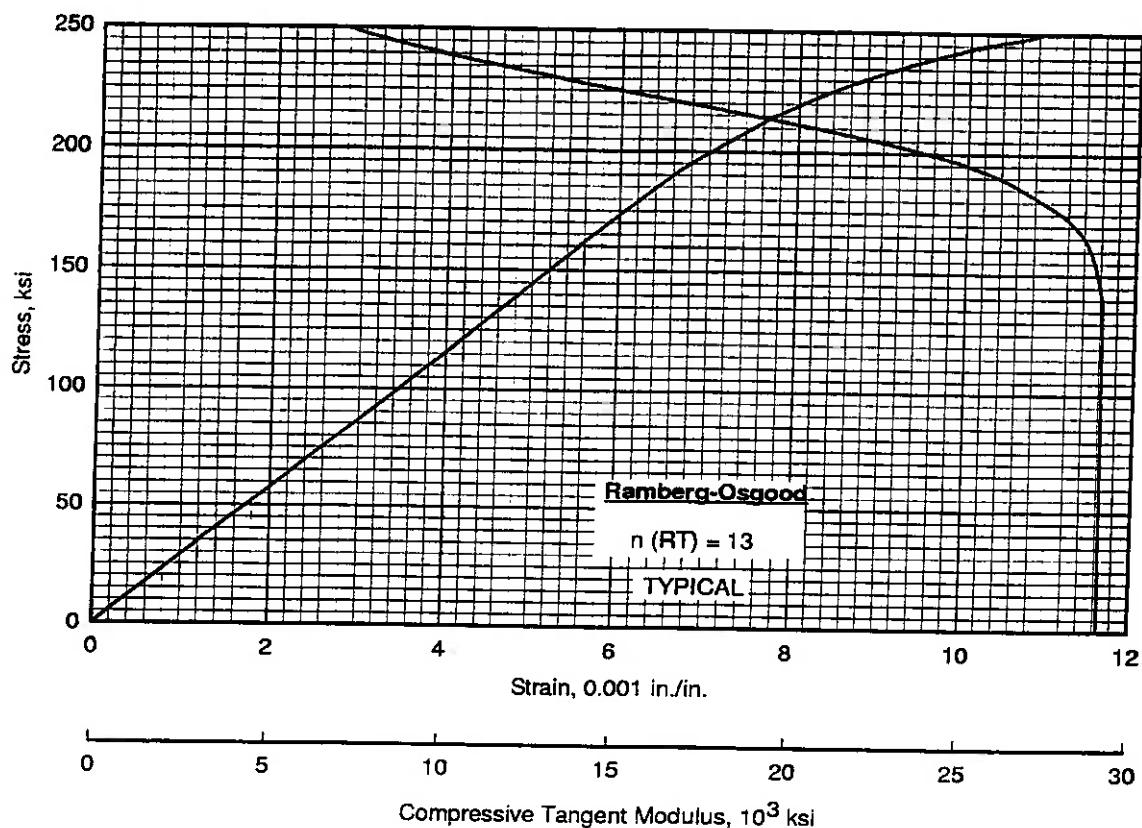
MIL-HDBK-5H  
1 December 1998



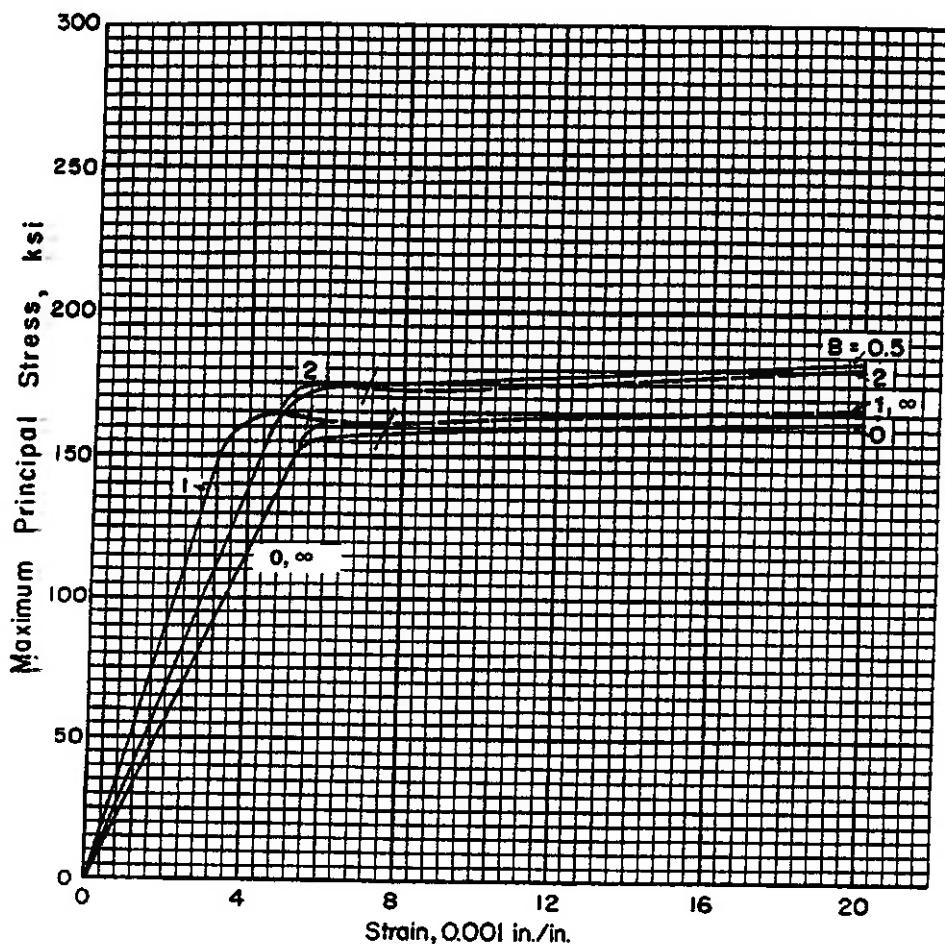
**Figure 2.3.1.3.6(a).** Typical tensile stress-strain curves at room temperature for heat-treated AISI 4340 alloy steel (all products).



**Figure 2.3.1.3.6(b).** Typical tensile stress-strain curves at cryogenic and room temperature for AISI 4340 alloy steel bar,  $F_{tu} = 260$  ksi.



**Figure 2.3.1.3.6(c). Typical compressive stress-strain and compressive tangent-modulus curves at room temperature for AISI 4340 alloy steel bar,  $F_u = 260$  ksi.**



**Figure 2.3.1.3.6(d).** Typical biaxial stress-strain curves at room temperature for AISI 4340 alloy steel (machined thin-wall cylinders, axial direction = longitudinal direction of bar stock),  $F_{u0} = 180$  ksi. A biaxial ratio,  $B$ , denotes the ratio of hoop stresses to axial stresses.

MIL-HDBK-5H  
1 December 1998

**Table 6.3.5.0(b). Design Mechanical and Physical Properties of Inconel 718**

Specification .....	AMS 5596			AMS 5597	AMS 5589	AMS 5590		
Form .....	Sheet	Plate	Sheet and plate	Tubing				
Condition .....	Solution treated and aged per indicated specification							
Thickness, in. .....	0.010-0.187	0.188-0.249	0.250-1.000	0.010-1.000		O.D. > 0.125 Wall > 0.015		
Basis .....	A	B	S	S	S	S		
<b>Mechanical Properties<sup>a</sup>:</b>								
$F_{ut}$ , ksi:								
L .....	180	192	180	...	...	185		
LT .....	180 <sup>c</sup>	191	180	180	...	170		
$F_{by}$ , ksi:								
L .....	145	156	148	...	...	150		
LT .....	147	158	150	150	...	145		
$F_{ey}$ , ksi:								
L .....	155	167	158	...	...	...		
LT .....	158	170	161	...	...	...		
$F_{tu}$ , ksi .....	124	132	124	...	...	...		
$F_{bru}^b$ , ksi:								
(e/D = 1.5) .....	291	309	291	...	...	...		
(e/D = 2.0) .....	380	403	380	...	...	...		
$F_{bry}^b$ , ksi:								
(e/D = 1.5) .....	208	223	212	...	...	...		
(e/D = 2.0) .....	241	259	246	...	...	...		
$e$ , percent (S-basis):								
L .....	...	...	...	...	12	15		
LT .....	12	...	12	12	...	...		
$E$ , $10^3$ ksi .....				29.4				
$E_c$ , $10^3$ ksi .....				30.9				
$G$ , $10^3$ ksi .....				11.4				
$\mu$ .....				0.29				
<b>Physical Properties:</b>								
$\omega$ , lb/in. <sup>3</sup> .....	0.297							
$C$ , $K$ , and $\alpha$ .....	See Figure 6.3.5.0							

a Design allowables were based upon data from samples of material, supplied in the solution treated condition, which were aged to demonstrate heat treatment response by suppliers. Properties obtained by the user may be different, if the material has been formed or otherwise cold worked.

b Bearing values are "dry pin" values per Section 1.4.7.1.

c S-basis. The rounded  $T_{99}$  value is 183 ksi.

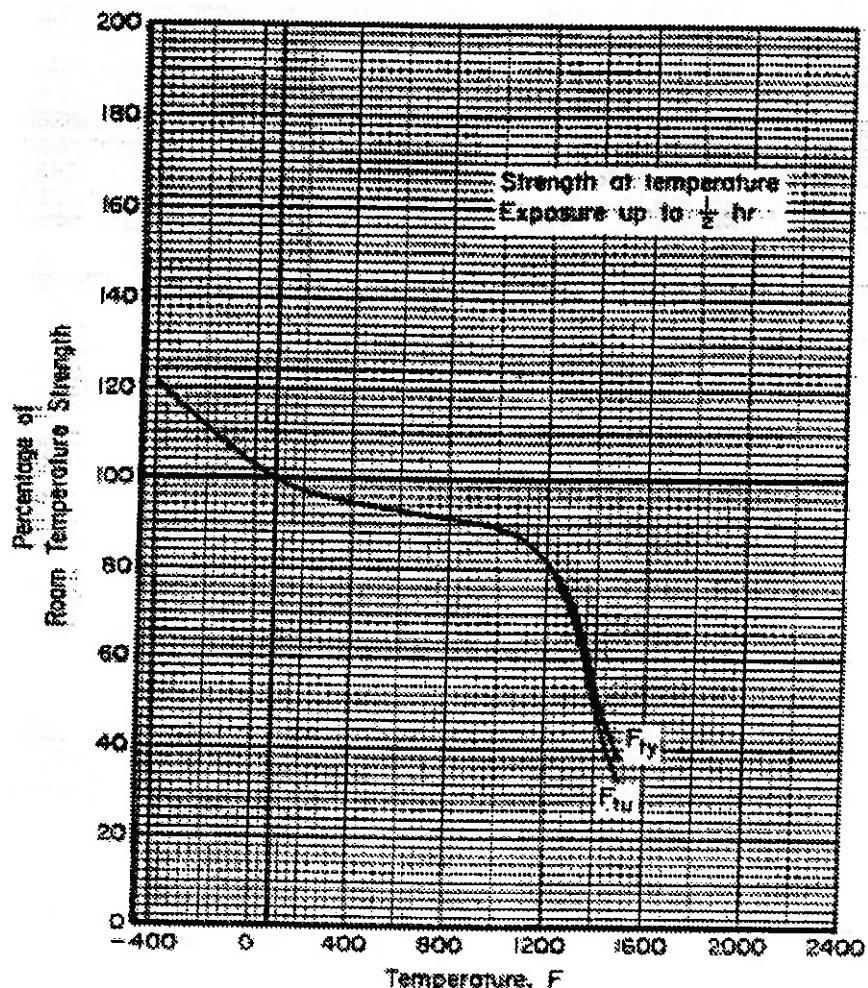
MIL-HDBK-5H  
1 December 1998

**Table 6.3.5.0(d). Design Mechanical and Physical Properties of Inconel 718 Investment Castings**

Specification .....	AMS 5383
Form .....	Investment Casting
Condition .....	ST
Location within casting .....	Any
Thickness, in. .....	$\leq 0.500$
Basis .....	S
Mechanical Properties:	
$F_{ut}$ , ksi .....	120
$F_{yr}$ , ksi .....	105
$F_{cy}$ , ksi .....	105
$F_{su}$ , ksi .....	88 <sup>a</sup>
$F_{bry}$ <sup>b</sup> , ksi:	
(e/D = 1.5) .....	202
(e/D = 2.0) .....	248
$F_{bry}$ <sup>b</sup> , ksi:	
(e/D = 1.5) .....	161
(e/D = 2.0) .....	188
$e$ , percent .....	3
RA, percent .....	8
$E$ , $10^3$ ksi .....	29.4
$E_c$ , $10^3$ ksi .....	30.9
$G$ , $10^3$ ksi .....	11.4
$\mu$ .....	0.29
Physical Properties:	
$\omega$ , lb/in. <sup>3</sup> .....	0.297
$C$ , $K$ , and $\alpha$ .....	See Figure 6.3.5.0

a Determined in accordance with ASTM Procedure B769.

b Bearing values are "dry pin" values per Section 1.4.7.1.



**Figure 6.3.5.1.1. Effect of temperature on the tensile ultimate strength ( $F_u$ ) and tensile yield strength ( $F_y$ ) of solution-treated and aged Inconel 718.**

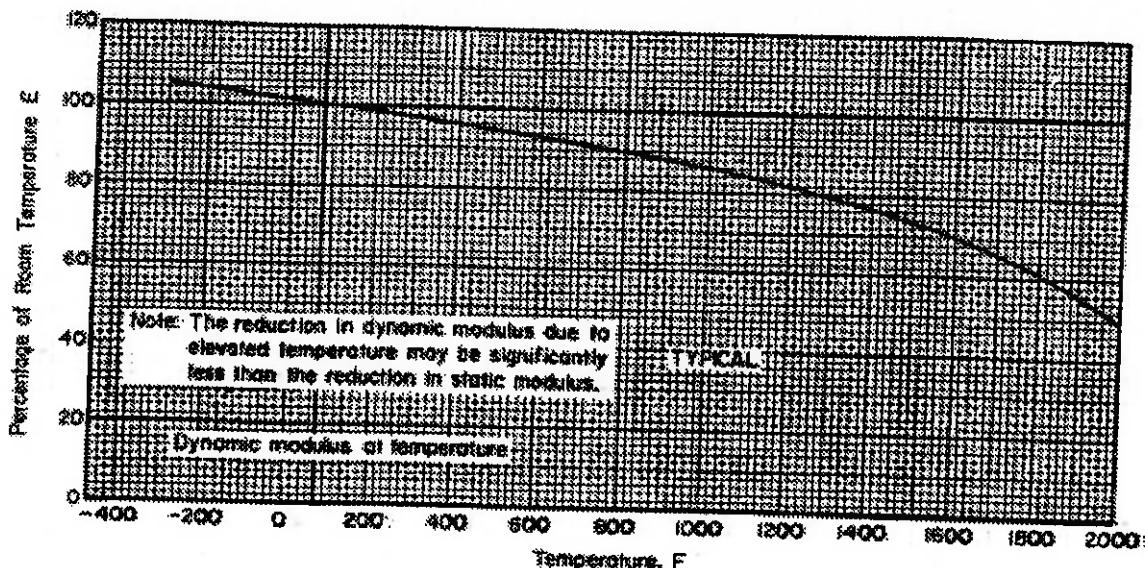


Figure 6.3.5.1.4(a). Effect of temperature on dynamic tensile modulus (E) of solution-treated and aged Inconel 718.

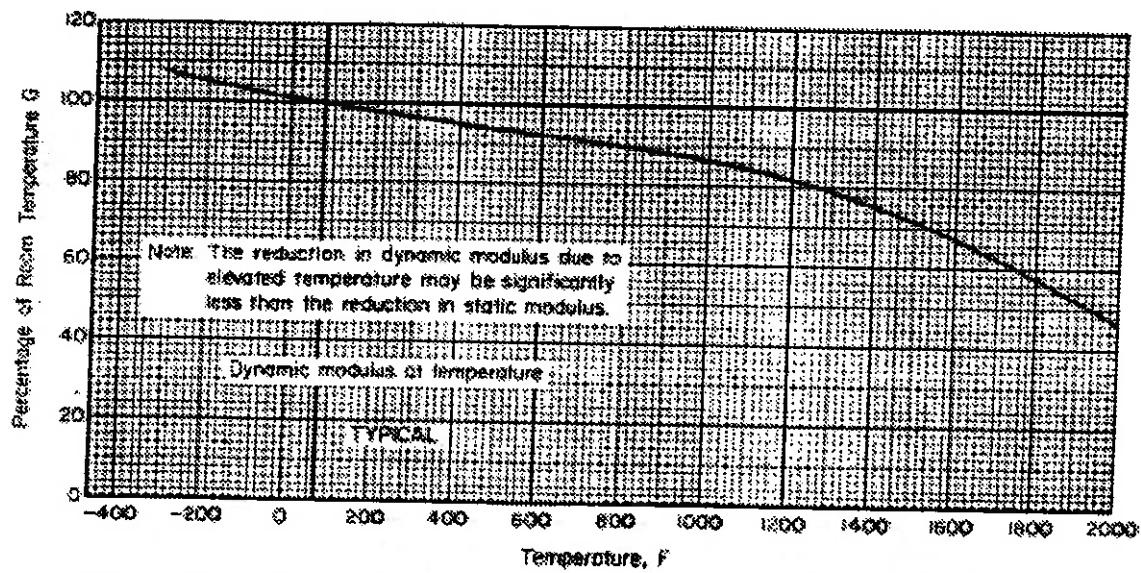
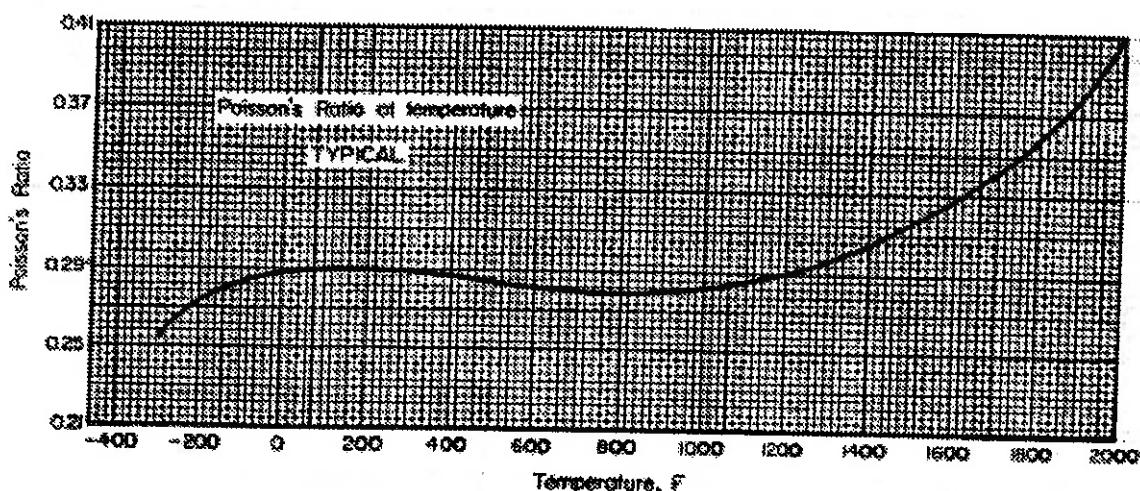
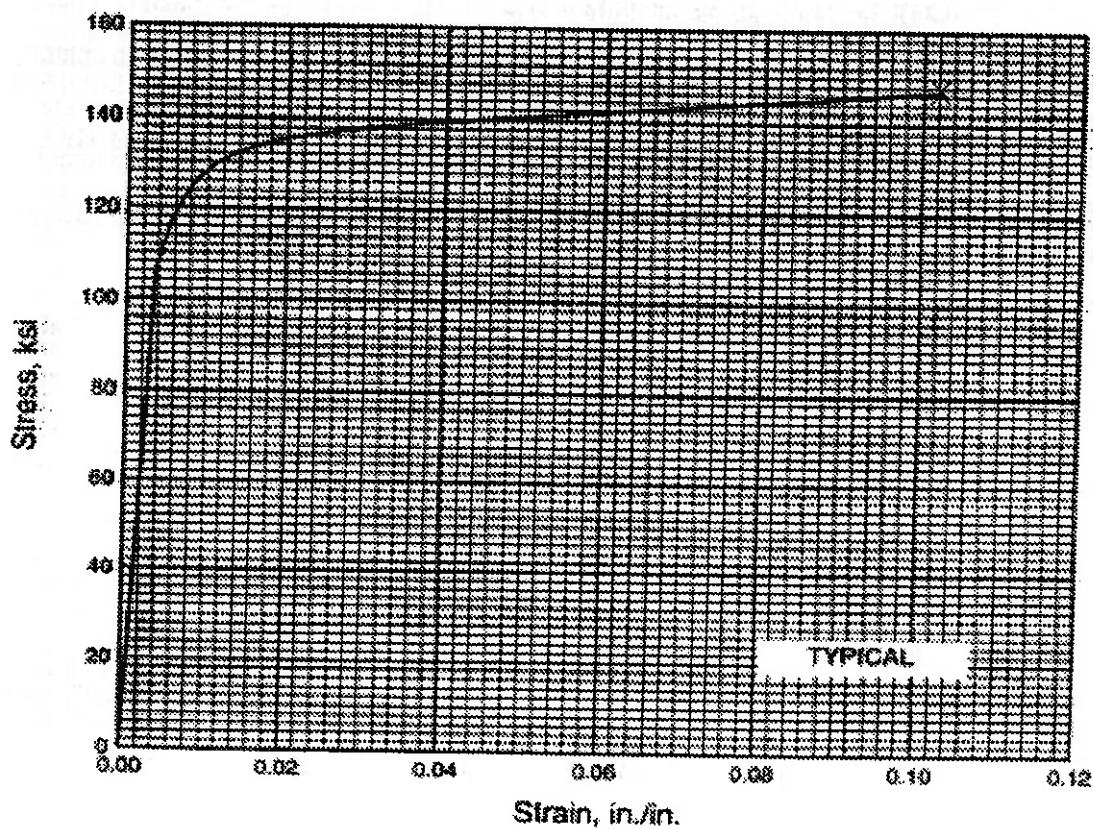


Figure 6.3.5.1.4(b). Effect of temperature on dynamic shear modulus (G) of solution-treated and aged Inconel 718.

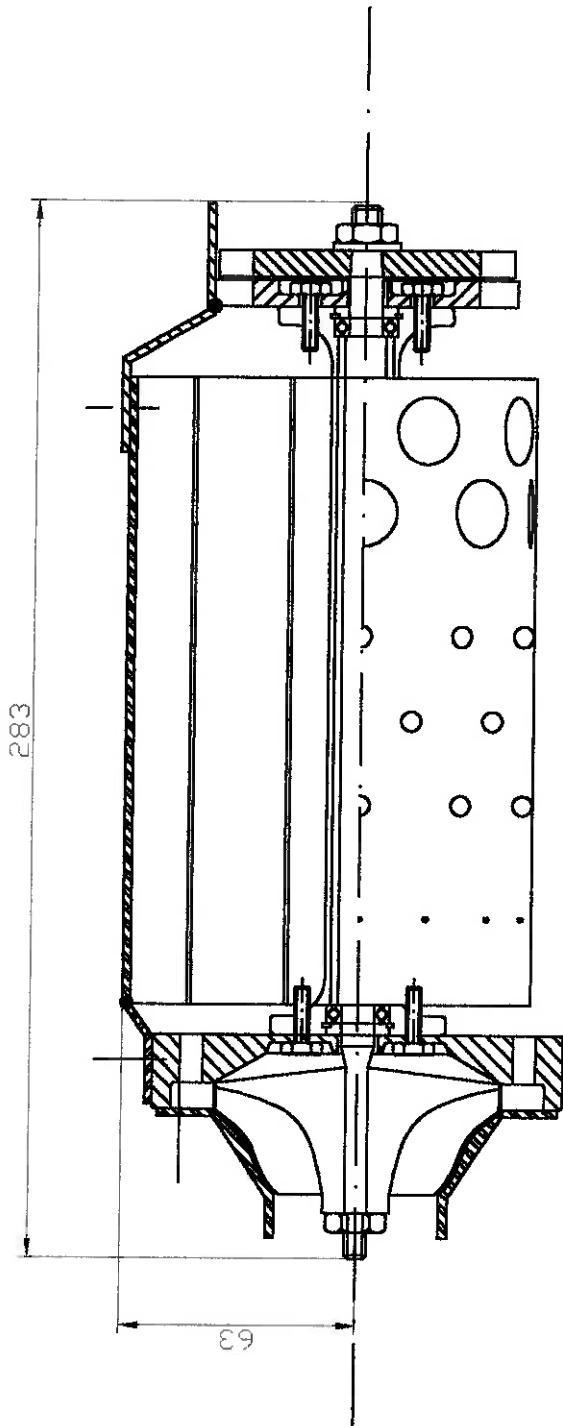


**Figure 6.3.5.1.4(c). Effect of temperature on Poisson's ratio ( $\mu$ ) for solution-treated and aged Inconel 718.**

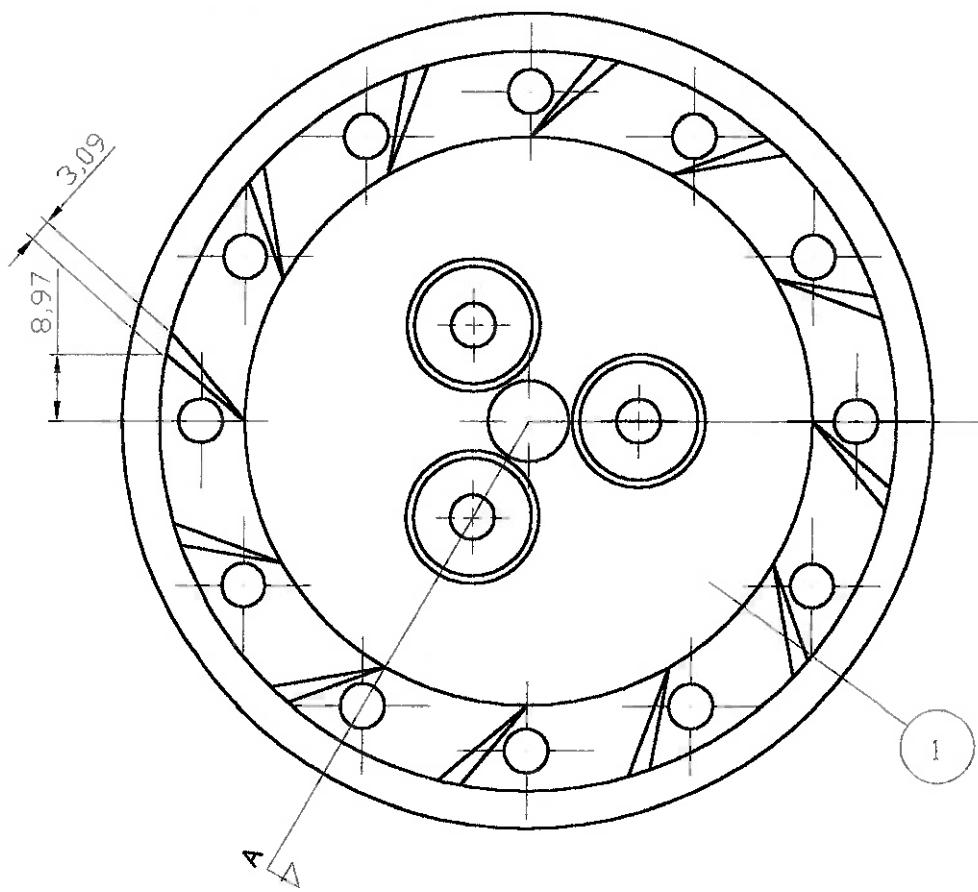


**Figure 6.3.5.1.6(d). Typical tensile stress-strain curve (full range) for solution treated and aged Inconel 718 investment casting (AMS 5383) at room temperature.**

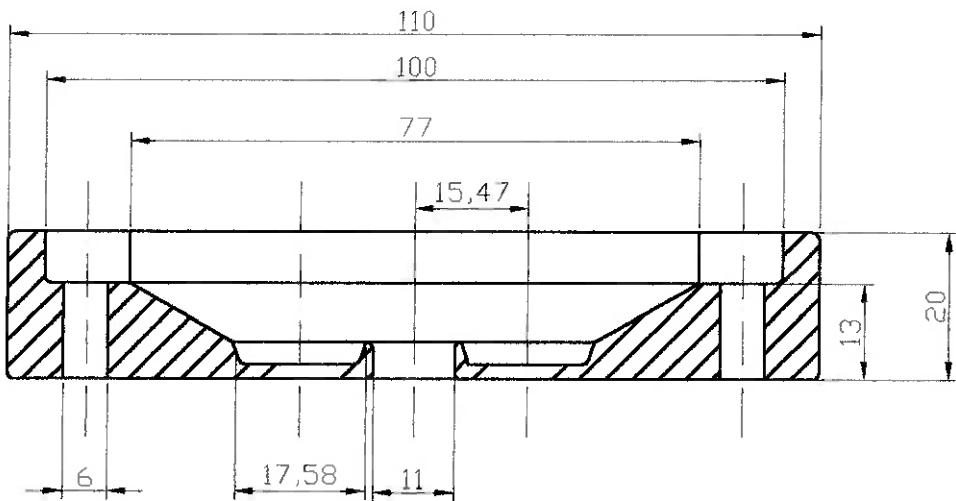
# **DESENHOS DE FABRICAÇÃO**



Projeto de uma Reator a Jato Para Aeromodelo			
DESENHO DE CONJUNTO			
		Escola Politécnica da Universidade de São Paulo	Edição 1
Itens ref:	Quant.	Eixo	
Supervisão: Dr. Marcos M. Pimenta	Descrição Responsável: Eng. Lister Guillaumon Pereira da Silva	Obs:	
		Data: 08/12/2002	Escala: 1:2



Corte AA



A

B

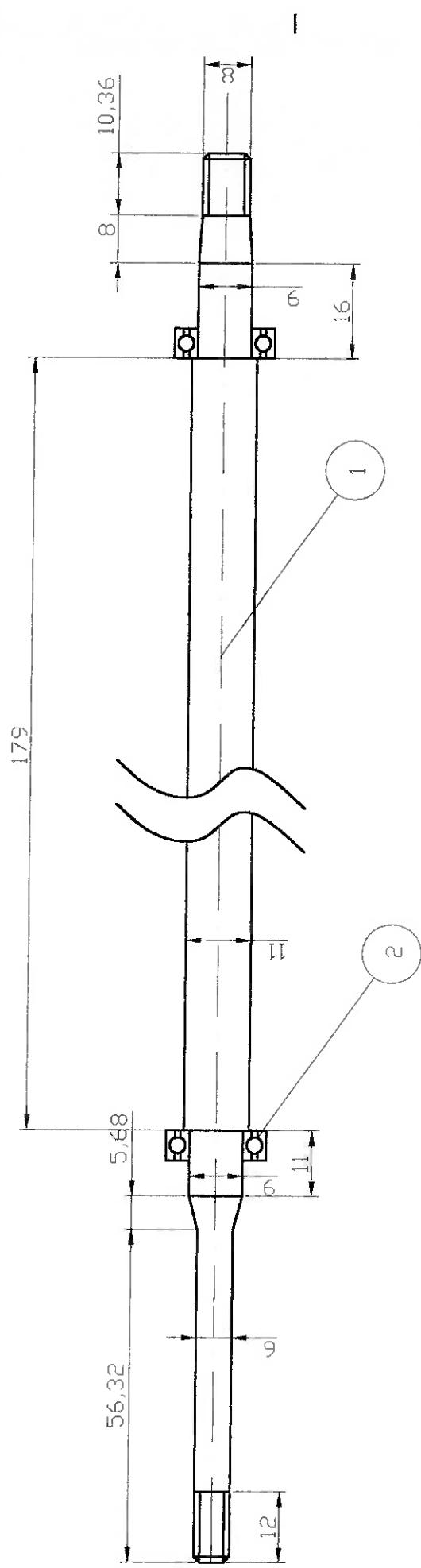
C

D

E

F

1	1	Estator composta por 12 palhetas igualmente espessadas.	material: Alumínio; Manter todos os raios de arredondamentos maiores que 1
Itemref	Quant.	Descrição	Obs:
Supervisão: Dr. Marcos M. Pimenta		Responsável: Eng. Lister Guillaumon Pereira da Silva	Data: 08/12/2002
Projeto de uma Reator a Jato Para Aeromodelo		ESTATOR DO COMPRESSOR	
		Escola Politécnica da Universidade de São Paulo	Edição 1

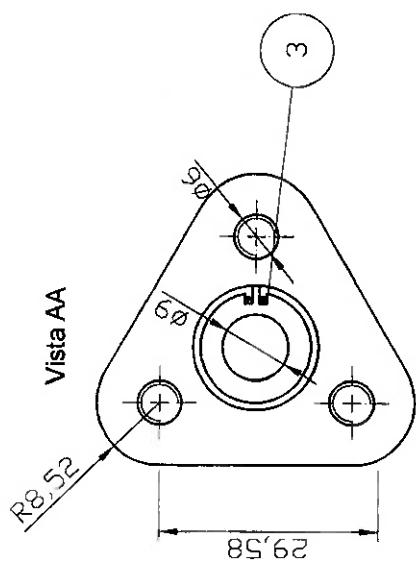
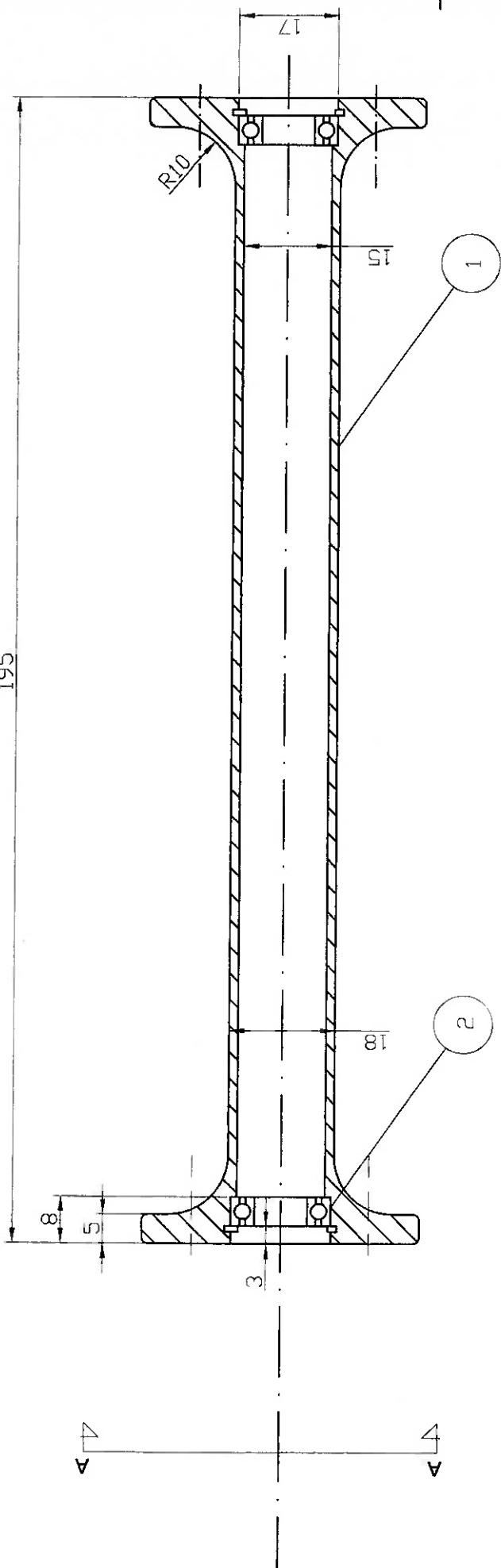


2	2	Rotamento NSK-689 ZZ ou similar.		
1	1	Eixo	Material: SAE-4340; Manter todos os raios de arredondamento maiores que 1.	Obs:

Escola P

Escola Politécnica da Universidade  
de São Paulo

A

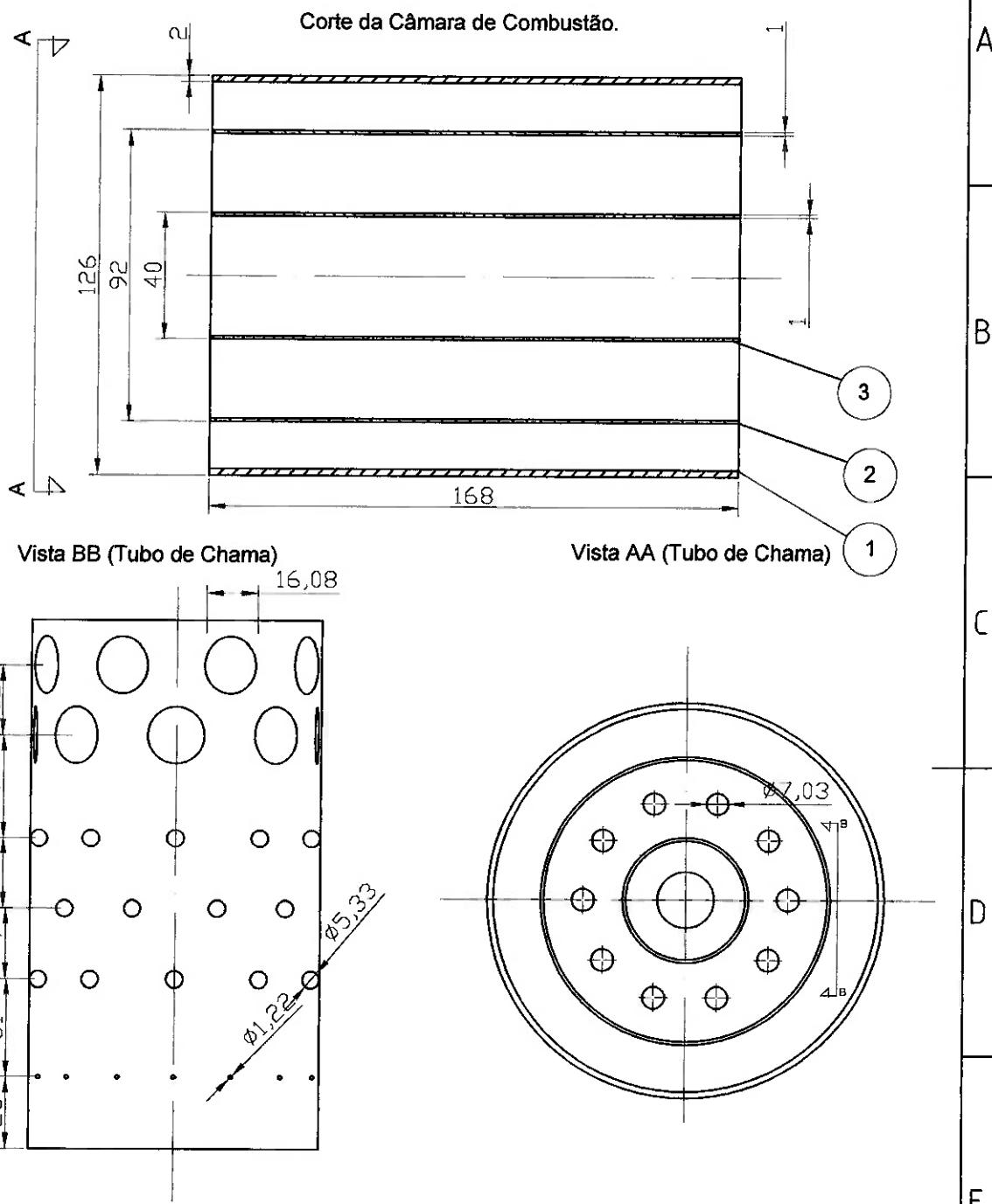


3	2	Anel elástico	
2	2	Rolamento NSK-689 ZZ ou similar.	
1	1	Luva de rolamentos	
Item ref	Quant.	Descrição	
Supervisão: Dr. Marcos M. Pimenta		Responsável: Eng. Lister Guillaumon Pereira da Silva	
		Data: 08/12/2002	Escala: 1:1

### LUVA DE ROLAMENTOS/EIXO

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Edição 1



3	1	Parede Interna (Tubo de Chama)	material: Aço Inox; número de orifícios conforme especificação do projetista.
2	1	Parede Externa (Tubo de Chama)	material: Aço Inox; número de orifícios conforme especificação do projetista.
1	1	Câmara Externa (Carcassa)	material: Aço Inox; número de orifícios conforme especificação do projetista.
Itemref	Quant.	Descrição	Obs:
Supervisão: Dr. Marcos M. Pimenta	Responsável: Eng. Vinícius Santini Lobo	Data: 08/12/2002	Escala: 1:2
Projeto de uma Reator a Jato Para Aeromodelo		COMBUSTOR	
		Escola Politécnica da Universidade de São Paulo	Edição 1

A

B

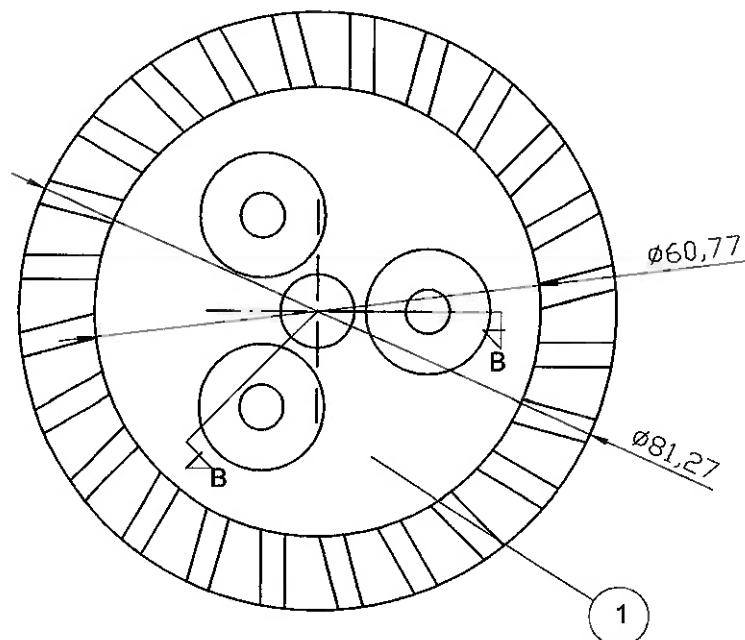
C

D

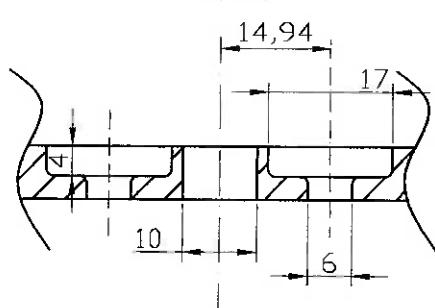
E

F

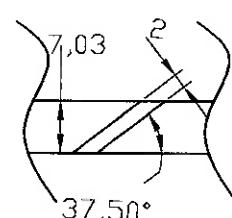
A A



Corte BB



Vista AA



1	1	Estator da Turbina composto por 24 palhetas igualmente espessadas.	material: INCONEL-718; Manter todos os raios de prendimentos maiores que 1
Itemref	Quant.	Descrição	Obs:
Supervisão: Dr. Marcos M. Pimenta	Responsável: Eng. Lister Guillaumon Pereira da Silva Eng. Vinícius Santini Lobo		Data: 08/12/2002
Projeto de uma Reator a Jato Para Aeromodelo		ESTATOR DA TURBINA	
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo		Edição 1	

A

B

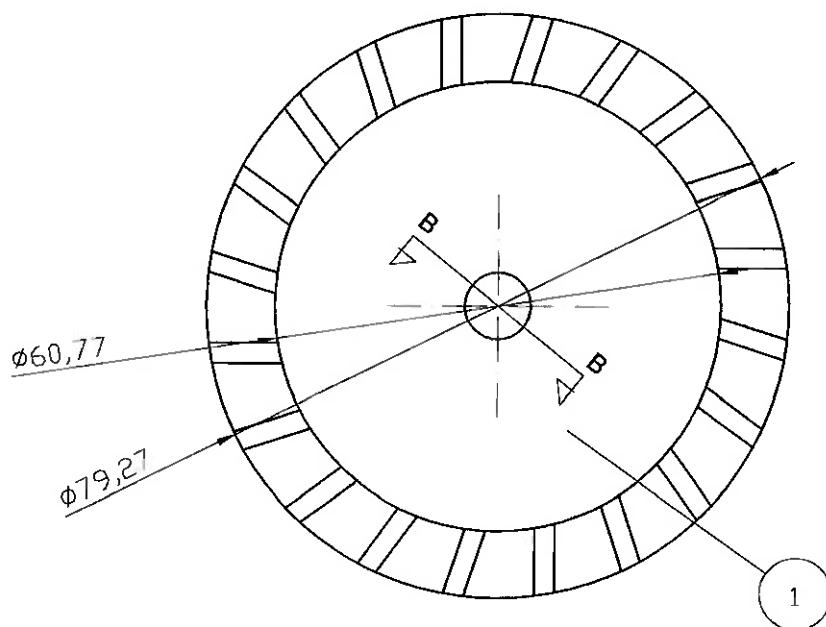
C

D

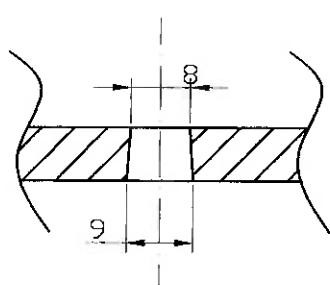
E

F

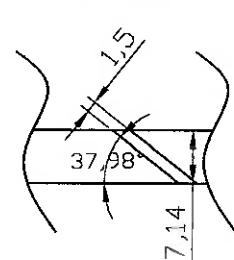
A A



Corte BB



Vista AA



1	1	Turbina composta por 20 paihetas igualmente espessadas.	material: INCONEL-718; Manter todos os raios de arredondamentos maiores que 1	
Itemref	Quant.	Descrição	Obs:	
Supervisão: Dr. Marcos M. Pimenta	Responsável: Eng. Lister Guillaumon Pereira da Silva		Data: 08/12/2002	Escala: 1:1
Projeto de uma Reator a Jato Para Aeromodelo		TURBINA		
		Escola Politécnica da Universidade de São Paulo	Edição 1	