

**Universidade de São Paulo**  
**Escola Politécnica**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

**Projeto de uma Máquina para Estudo de Fadiga de Contato**

Fabiana Filippozzi Barruffini

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Amilton Sinatora

São Paulo  
2001

**Coordenador:** Prof. Dr. Edson Gomes

**Orientador:** Prof. Dr. Amilton Sinatora

**Colaborador:** Prof. João Telésforo Nóbrega de Medeiros (UFRN)

Dedico este trabalho aos meus pais, Claudio e Maria Elisa, e a minha irmã, Carolina, por cinco especiais anos de apoio e incentivos ininterruptos

Gostaria de agradecer ao LFS (Laboratório de Fenômenos de Superfície) pelo material disponibilizado para a realização deste trabalho, ao Sinatora pela confiança, aos amigos pela ajuda sempre presente e em especial ao Telésforo, ao Sr. Álvaro, à Camila e ao Renan pela paciência e colaboração técnica

## Sumário

<b>1. Objetivos e Motivações</b>	<b>1</b>
<b>2. Formulação do Problema</b>	<b>3</b>
<b>3. Fundamentos Teóricos</b>	<b>8</b>
3.1. Visão Geral de Desgaste por Contato de Rolamento	8
3.2. Falhas por Fadiga de Contato de Rolamento	12
3.2.1. Efeito da Temperatura	16
3.3. Pressão de Contato em Superfícies Não-Conformes	17
3.4. Escoamento Turbulento em Dutos Circulares	18
3.5. Rigidez de Eixos e Barras	21
<b>4. Máquinas de Ensaio Convencionais</b>	<b>23</b>
<b>5. Projeto e Construção</b>	<b>27</b>
5.1. Dimensionamento	27
5.1.1. Contato	28
5.1.2. Aplicação da Carga	29
5.1.3. Resfriador	31
5.1.4. Eixo	33
5.1.5. Chaveta	35
5.1.6. Torque de Aperto do Parafuso de Transmissão	36
5.1.7. Correia de Transmissão	37
5.2. Construção	40
5.2.1. Materiais e Tratamentos Térmicos	40
5.2.2. Problemas Encontrados Durante a Construção	41
5.2.3. Fotos Ilustrativas	42
<b>6. Comentários</b>	<b>46</b>
<b>7. Bibliografia</b>	<b>47</b>
<b>8. Anexo A: Desenhos de Conjunto</b>	<b>48</b>
<b>9. Anexo B: Desenhos de Fabricação</b>	<b>49</b>

## Lista de Figuras

FIGURA 1: CROQUI DA MÁQUINA A SER DESENVOLVIDA .....	4
FIGURA 2: DETALHE DO CROQUI - CONTATOS ENTRE CORPOS DE PROVA E ESFERAS .....	5
FIGURA 3: CORPO DE PROVA .....	6
FIGURA 4: <i>SPALL</i> CIRCULAR INICIADO EM INCLUSÃO SOB A SUPERFÍCIE.....	10
FIGURA 5: CAMPO DE TENSÕES DE CISALHAMENTO.....	12
FIGURA 6: DETALHE DE UM DENTE DE ENGRENAGEM TRINCADO DEVIDO À FADIGA DE CONTATO DE ROLAMENTO (SUB-SUPERFICIAL). À DIREITA, A MICROESTRUTURA DO MATERIAL .....	13
FIGURA 7: TRINCA DE ORIGEM SUB-SUPERFICIAL QUE FORMA UM <i>SPALL</i> .....	14
FIGURA 8: TRINCA SUB-SUPERFICIAL INTENSIFICADA POR UM NÓDULO DE GRAFITE .....	15
FIGURA 9: ROLAMENTO DE TRANSMISSÃO DE UMA AERONAVE QUE FALHOU DEVIDO À UMA INCLUSÃO SUB-SUPERFICIAL .....	15
FIGURA 10: FALHA DE UM ROLAMENTO POR FADIGA DE CONTATO E PARTÍCULAS ENCONTRADAS NO LUBRIFICANTE.....	16
FIGURA 11: CONTATO PLANO-ESFERA.....	17
FIGURA 12: PRESSÃO DE CONTATO .....	18
FIGURA 13: FIVE BALLS – NASA.....	24
FIGURA 14: FLAT WASHER.....	24
FIGURA 15: UNISTEEL .....	24
FIGURA 16: ROLLING CONTACT .....	24
FIGURA 17: BALL ROD .....	25
FIGURA 18: CYLINDER TO BALL.....	25
FIGURA 19: CYLINDER TO CYLINDER .....	25
FIGURA 20: RING ON RING .....	25
FIGURA 21: MULTIPLE BEARING .....	26
FIGURA 22: ROLLING FOUR BALL .....	26
FIGURA 23: INCLINED BALL ON DISK .....	26
FIGURA 24: ESFORÇOS APLICADOS NA ALAVANCA E ESFERA DE CARGA .....	30
FIGURA 25: DIAGRAMA DE MOMENTO FLETOR NA ALAVANCA .....	31
FIGURA 26: SEÇÃO TRANSVERSAL DA ALAVANCA.....	31
FIGURA 27: ESFORÇOS NO EIXO .....	33
FIGURA 28: DIAGRAMA DE MOMENTO FLETOR NO EIXO.....	34
FIGURA 29: DIAGRAMA DE MOMENTO TORSOR NO EIXO .....	34
FIGURA 30: DIMENSÕES DA CHAVETA .....	36
FIGURA 31: CABEÇOTE, EIXO E BASE .....	42
FIGURA 32: CABEÇOTE, EIXO, BASE, BUCHA E ARRUELA .....	43
FIGURA 33: CABEÇOTE, EIXO E BASE .....	43
FIGURA 34: CABEÇOTE, EIXO E BASE .....	43
FIGURA 35: BASE NA FURAÇÃO.....	44
FIGURA 36: COMPONENTES .....	44
FIGURA 37: EIXO MONTADO COM ARRUELA E ROLAMENTO.....	45
FIGURA 38: CONJUNTO FLANGE-TUBO .....	45

## Lista de Tabelas

TABELA 1 : MÁQUINA DE ENSAIOS CONVENCIONAIS .....	23
TABELA 2: MATERIAIS E TRATAMENTO TÉRMICOS .....	40
TABELA 3: COMPOSIÇÃO QUÍMICA DA ESFERA DE CARGA.....	40

## Resumo

Este trabalho desenvolveu uma máquina para ensaios de fadiga de contato que utiliza corpos de prova de formas geométricas bastante simples e com rendimento dos testes maior do que os atualmente disponíveis - mais pontos desgastados em um menor tempo de ensaio. Além disso, o equipamento é portátil, para que os ensaios possam ser realizados em campo.

O tempo médio do ensaio foi reduzido em 94.75% com relação à máquina atualmente utilizada no Laboratório de Fenômenos de Superfície. Os corpos de prova são coroas circulares de diâmetros de 52 e 25 mm, externo e interno, respectivamente, e a maior dimensão do equipamento (altura) é da ordem de 500 mm, já incluindo a estrutura.

O equipamento será utilizado para se estudar o mecanismo de falhas causadas por fadiga de contato em componentes mecânicos como rodas de trem, cilindros de laminação e rolamentos. Através deste estudo, pretende-se prever como ocorrem tais falhas e qual o tempo de duração de determinado componente, para que a performance dos mesmos possa ser melhorada.



## 1. Objetivos e Motivações

O desgaste é um dos muitos processos que ocorrem quando duas superfícies sujeitas à escorregamento e/ou rolamento são carregadas conjuntamente. Junto com o atrito e a lubrificação, o desgaste é parte da ciência que estuda a interação entre duas superfícies e recentemente recebeu o título de tribologia.

Já que o desgaste envolve a perda de material, pode levar componentes à fadiga e conseqüente falha, fazendo com que muitas empresas parem suas produções a fim de trocar equipamentos ou peças, causando perdas financeiras consideráveis. Assim, seu estudo torna-se de vital importância para a engenharia.

Considerando-se especialmente a fadiga de contato, ela é responsável por 40% das falhas ocasionadas por fadiga de um modo geral, ou seja, é responsável por grande parte das perdas financeiras que ocorrem nas indústrias por troca antecipada de equipamentos ou por quebra dos mesmos.

Para se estudar este tipo especial de desgaste que é a fadiga de contato entre superfícies, foram projetadas algumas máquinas de ensaios, com a principal característica de manter 2 ou mais corpos em contato durante um certo período de tempo e sob um determinado carregamento. Algumas delas são ilustradas e melhor explicadas no capítulo 4 deste trabalho. Entretanto, todas possuem alguma característica que dificulta seu uso: (i) dimensões de máquinas não portáteis, (ii) corpos de provas com usinagem difícil, (iii) ou ainda corpos de prova com dimensões que não podem ser retiradas de peças reais, como por exemplo uma roda de trem que não permite um corpo extraído dela com diâmetro maior que o seu, o que normalmente as máquinas

convencionais requerem, (iv) ruídos excessivos, da ordem de 150 dB e (iv) preço alto (~US\$ 150.000).

Considerando-se o acima descrito, e que uma máquina para ensaiar materiais em diversas condições de carga e lubrificação pode evitar a falha de equipamentos industriais, principalmente de cilindros de laminação, ferramentas de usinagem, rolamentos e rodas de trem, conclui-se que o projeto de tal equipamento será de grande contribuição para pesquisas com estes materiais.

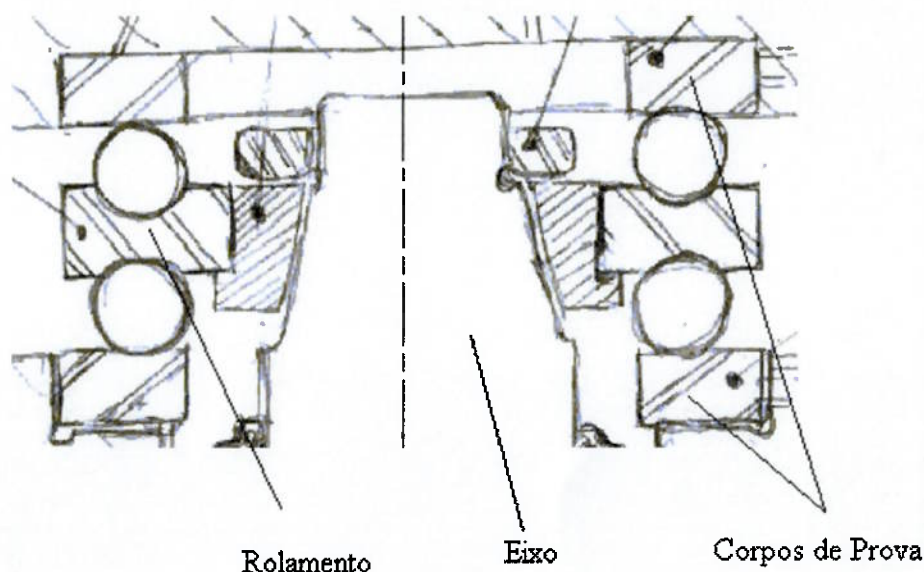
## 2. Formulação do Problema

Baseando-se na máquina de ensaios de fadiga de contato *disco contra disco* que o LFS (Laboratório de Fenômenos de Superfície - USP) possui e utiliza regularmente para ensaios, chegou-se a alguns requisitos de projeto:

- Corpo de prova de fácil usinagem
- Corpo de prova com diâmetro menor do que 150 mm (diâmetro do corpo utilizado na máquina disco-disco do LFS)
- Pressão de contato máxima entre corpo de prova e outra superfície de 3,5 GPa
- Máquina portátil, ou seja, pode ser retirada do laboratório para a realização de ensaios
- Dois corpos de prova devem ser ensaiados de um só vez com o maior número de contatos possível com sua superfície

O projeto iniciou-se com a idéia de se construir uma máquina semelhante à *four ball* (vide capítulo 3), porém substituindo-se a quarta esfera (superior) por um pino feito com o material a ser testado. Assim, teríamos apenas um corpo de prova, porém com 3 contatos com a superfície das esferas. Esta idéia foi descartada devido às dificuldades de usinagem de uma pista semelhante a uma pista de rolamentos, onde as esferas estariam alocadas. Tal pista precisaria ter a mesma rugosidade das esferas fabricadas por empresas de rolamentos, o que não pode ser obtido através da usinagem convencional.





**Figura 2: Detalhe do Croqui - Contatos entre Corpos de Prova e Esferas**

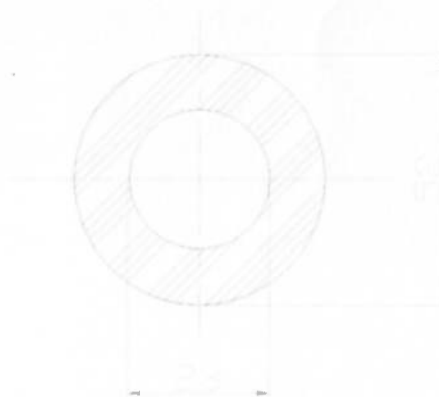
Não foi verificado inicialmente nenhum problema que pudesse impedir o desenvolvimento do projeto com esta configuração. Assim, o projeto começou a ser detalhado.

Em primeiro lugar, escolheu-se o rolamento a ser usado (SKF 52206) a fim de se delimitar as principais dimensões, como diâmetros do corpo de prova e eixo e principais esforços que seriam necessários. Tal rolamento possui em sua configuração original 15 esferas de 8 mm de diâmetro, 52 mm de diâmetro externo e 25 mm de interno. Deste modo, os corpos de prova deveriam ter diâmetro máximo de 52 mm, 15 contatos entre cada corpo de prova e as esferas e a transmissão de movimento deveria ser feita por um eixo de 25 mm de diâmetro máximo com uma luva.

Com um número ímpar de esferas alguns problemas de excesso de vibração poderiam aparecer devido à assimetria geométrica e, portanto, decidiu-se por reduzir este número para 8 esferas a fim de se evitar maiores preocupações com este fenômeno e conseguir maior dedicação ao foco da máquina que são os ensaios.

Principais configurações definidas:

- ◆ 8 ciclos de carregamento por corpo de prova a cada rotação do eixo
- ◆ corpo de prova de 52 mm de diâmetro externo e 25 mm de interno e espessura de 4 mm (coroa circular de fácil usinagem)



**Figura 3: Corpo de Prova**

A partir daí, encontrou-se um tempo de ensaio reduzido para 6,25% do tempo de ensaio obtido com a máquina disco-disco usada no LFS, ou seja, a eficiência da máquina em questão é da ordem de 90% maior do que a atualmente utilizada.

Como definido anteriormente, seria interessante que o ensaio pudesse chegar até uma pressão máxima de contato entre cada esfera e o corpo de prova de 3,5 GPa, com rotação máxima do cabeçote de 2800 rpm.

Além disto, as condições definidas para os ensaios variam da condição de lubrificação até o ensaio a seco, ou seja, tem-se coeficientes de atrito entre o corpo de prova e as esferas variando desde 0,01 (ensaio lubrificado) até 0,9 (*scuffing*). Com isto, definiu-se que um coeficiente de atrito de 0,2 mostraria uma condição bastante

desfavorável ao ensaio, sendo este então o valor que será usado para o dimensionamento da máquina.

Tem-se ainda que em uma condição também desfavorável ao ensaio, 80% da potência do motor seria dissipada na forma de calor dentro da câmara que contém os corpos de provas, não havendo resfriamento (ensaio a seco). Como os corpos de prova devem ser mantidos a uma temperatura abaixo de  $\sim 150\text{ }^{\circ}\text{C}$  para que não se inicie o processo de revenimento durante o ensaio, um resfriador deverá ser também projetado a fim de retirar calor da câmara.

### **3. Fundamentos Teóricos**

#### **3.1. Visão Geral de Desgaste por Contato de Rolamento**

Os primeiros estudos sobre falhas por desgaste datam do final do século XIX e início do XX e foram feitos por Goodman.

Grande parte das pesquisas realizadas sobre os mecanismos de fadiga de contato por rolamento e desgaste de contato por rolamento foram baseadas em metais e suas ligas, sendo que pouco se sabe sobre este mecanismo em cerâmicas e plásticos.

O desgaste por contato de rolamento resulta do contato mecânico entre duas superfícies rolando uma contra a outra, podendo ocorrer em ambas as superfícies e sendo a principal causa de falhas em rolamentos, dentes de engrenagens e rodas de trens. É uma forma particular de desgaste devido ao fato de sua detecção ser complicada nos estágios iniciais, já que as trincas iniciais estão normalmente escondidas abaixo da superfície de contato. Quando estas trincas crescem a ponto de aparecer na superfície da peça e produzir partículas de desgaste, estas partículas podem ser grandes causando imediata perda da peça ou de sua função.

Os primeiros sinais de fadiga de contato de rolamento são:

- Barulho progressivo
- Aquecimento da peça
- Vibração excessiva
- Aparecimento de superfícies irregulares



Após um sinal de alerta aparecer, o exame das peças em consideração irá revelar a extensão do estrago já causado.

Já que o desgaste por contato de rolamento (“RCW”) é causado por uma tensão mecânica cíclica, ele é sempre associado à fadiga de contato de rolamento. A diferença entre eles é que na fadiga de contato de rolamento (“RCF”), o acúmulo de estragos resulta na formação de partículas de desgaste.

A fadiga de contato de rolamento pode continuar por centenas ou milhares de ciclos após a primeira partícula causadora de desgaste ter sido removida da peça. Além disso, início de desgastes podem ser núcleos de trincas causadas por fadiga. Já que ambos os processos RCF e RCW são bastante relacionados, as causas e os efeitos dos dois processos serão estudados.

A magnitude dos efeitos do RCW varia dependendo do sistema tribológico. Às vezes, um componente pode suportar um apreciável RCW antes de sua função ser comprometida. Outras vezes a perda de sua funcionalidade é imediata ao aparecimento da primeira partícula de desgaste.

Contato de rolamento é muitas vezes acompanhado de escorregamento. Por isso, uma lubrificação eficiente e adequada e o correto tratamento da superfície é importante para minimizar os efeitos dos danos causados pelo escorregamento.

Segundo Johnson, que descreveu e analisou os processos de RCF e RCW, quando inicia-se o processo de rolagem entre dois elementos metálicos, um processo de condicionamento da superfícies normalmente ocorre. Neste processo, mudanças sutis ocorrem na rugosidade e microestrutura das duas superfícies em questão. Inicialmente a superfície do material será tencionada ao seu limite elástico, causando alguma deformação plástica. Com o contato de rolamento cíclico, a condição de deformação plástica pode desaparecer. Este processo é chamado de *shakedown* por Johnson.:

Os processos de RCF e RCW geralmente envolvem os seguintes passos:

1. Acúmulo de discordâncias causado por tensão repetitiva na microestrutura da sub-superfície; discordância da estrutura das células pode ser formada
2. Nucleação de micro-trincas e lacunas em regiões próximas da região de máxima pressão de Hertz ou próximas de descontinuidades da microestrutura, como fronteiras de grãos, porosidade preexistente ou inclusões na interface da matriz
3. Propagação de micro-trincas na sub-superfície
4. Encontro das trincas e movimento da trinca rumo à superfície
5. Criação de flocos, *pits* e/ou *spalls*
6. Início das maiores trincas de fadiga causadas pelos defeitos da sub-superfície e superfície, às vezes causando falhas catastróficas

Considera-se a falha de um rolamento ou engrenagem na primeira aparição de um *spall*. Em muitos sistemas, RCW não é detectável até o último passo. Os lubrificantes podem acelerar o passo 3 ajudando as trincas a abrirem-se.

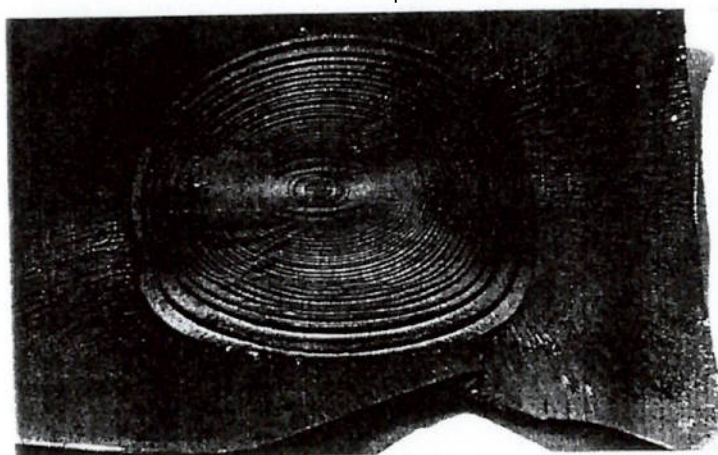


Figura 4: *Spall* Circular Iniciado em Inclusão Sob a Superfície

Processos de danos associados derivam do movimento de partículas de desgaste arrancadas da superfície de elementos fatigados. Tais partículas grudam na superfície dos elementos e atuam como um terceiro corpo abrasivo, alterando a rugosidade da superfície e modificando as características de atuação do lubrificante.

ZWIRLEIN e SCHLICHT estudaram o mecanismo de RCF em rolamentos de aço, incluindo o desenvolvimento de “bandas brancas” nas regiões da superfície do rolamento em conjunto com a diminuição da estrutura martensítica. Para o rolamento de aço 52100, a morfologia das “bandas brancas” depende da combinação da pressão de contato e do número de ciclos de carga. OLVER revisou o desgaste em elementos rotativos com um pouco de escorregamento, e comparou com a teoria de delaminação de N. P. SUH. Muitas diferenças podem ser notadas entre as duas teorias. OLVER verificou que as trincas nucleiam-se com maior frequência na superfície, ou perto dela, do que abaixo da mesma. Além disso, elas tendem a se propagar obliquamente para a superfície em uma direção oposta à da tensão de tração, ao invés de paralelamente à superfície. Finalmente, o desgaste depende da dureza relativa entre os corpos, e não das distancias de deslizamento, como está dito na teoria de delaminação. Mesmo com pequenas quantidades de escorregamento em relação ao rolamento, um desgaste inaceitável foi verificado se o  $\lambda$  (razão entre o filme de lubrificação elastohidrodinamico e a rugosidade da superfície do material) for pequeno. Uma vida mais alta ao desgaste pode ser obtida assegurando-se que o lubrificante tem capacidade de carga adequada, mantendo um alto  $\lambda$  em rolamentos operantes.

### 3.2. Falhas por Fadiga de Contato de Rolamento

Falhas causadas por fadiga de contato de rolamento são resultado de tensões de cisalhamento cíclicas desenvolvidas perto ou na superfície do material durante a operação. Os efeitos do campo de tensões de cisalhamento abaixo da superfície de uma pista de rolamento com uma esfera rolando sobre ele está mostrado abaixo. Tal configuração é uma aproximação bastante razoável para o modelo que será estudado nos ensaios realizados pela máquina que está sendo projetada.

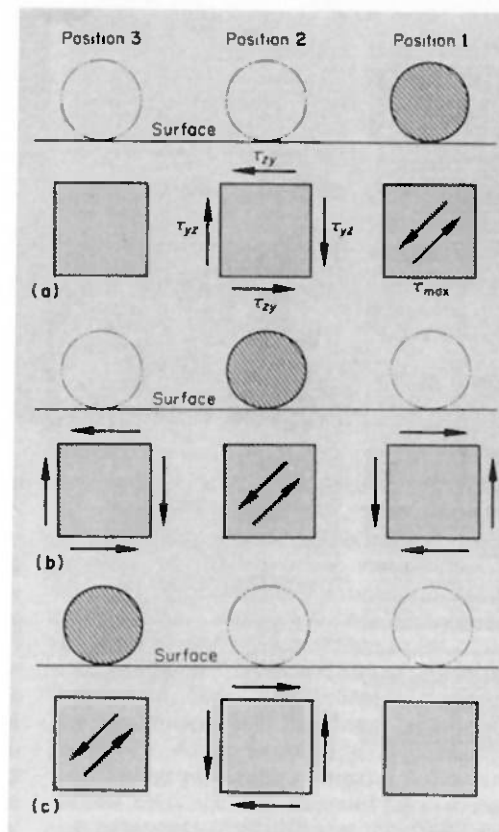


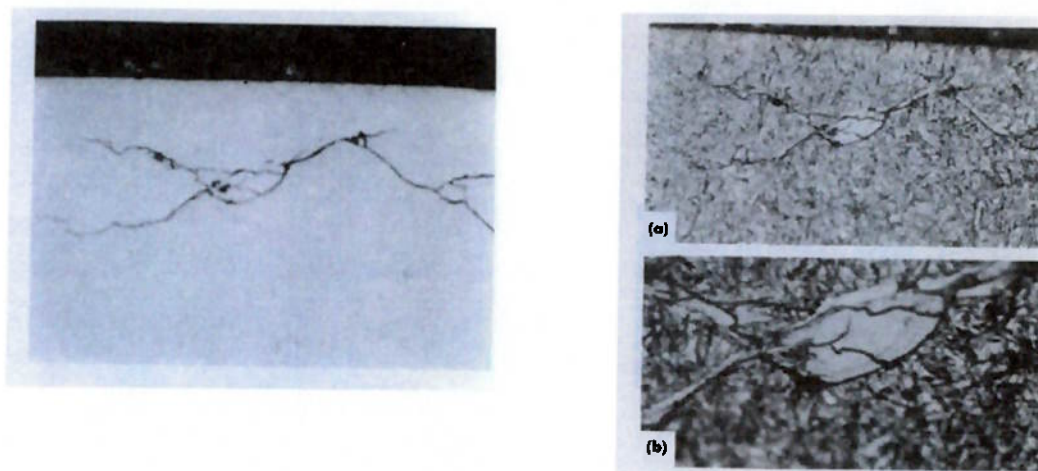
Figura 5: Campo de Tensões de Cisalhamento

As tensões máximas ocorrem em planos a  $45^\circ$  do eixo x. O campo de tensões se inverte na posição 2 e tal inversão é considerada a primeira contribuição para a falha. O valor máximo de  $\tau_{xy}$  é alcançado aproximadamente à mesma distância abaixo da

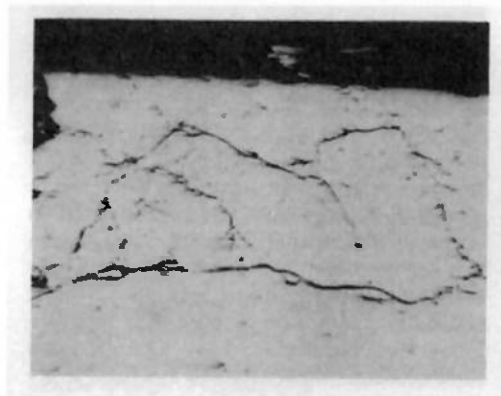
superfície que  $\tau_{\max}$ . O valor deste máximo se torna  $2*\tau_{xy}$  em módulo e é maior do que  $\tau_{\max}$ .

As tensões de cisalhamento alternadas alcançam valores máximos em uma distância abaixo da superfície determinadas pela carga aplicada na esfera, assim como por fatores geométricos. As trincas sub-superficiais geralmente iniciam-se em regiões da superfície de contato onde as tensões de cisalhamento são máximas. O rolamento puro produz tensões máximas um pouco abaixo da superfície dos componentes em contato. Com a adição de atrito e escorregamento, as tensões máximas se movem para mais perto da superfície.

As trincas sub-superficiais geralmente se propagam paralelamente à superfície e depois, abruptamente, atingem a superfície. Em algumas falhas, os estágios iniciais são caracterizados por superfícies de contato polidas na quais pequenos pits podem ser observados. Isso pode levar à *spalls*, em que fragmentos se soltam dos componentes deixando cavidades nas superfícies. Por outro lado, trincas sub-superficiais se iniciam sem que se possa observar uma deterioração da superfície até os estágios finais do processo, quando a própria trinca ou *spalls* são visíveis.



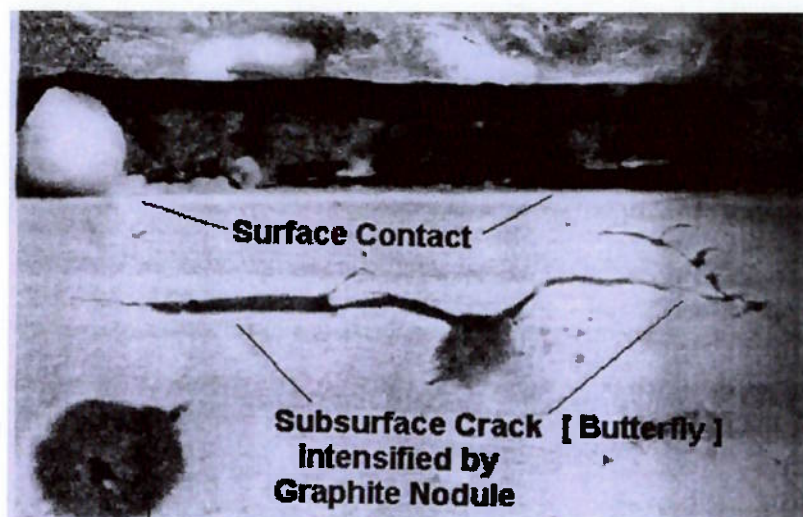
**Figura 6: Detalhe de um Dente de Engrenagem Trincado Devido à Fadiga de Contato de Rolamento (sub-superficial). À Direita, a Microestrutura do Material**



**Figura 7: Trinca de Origem Sub-superficial que Forma um *Spall***

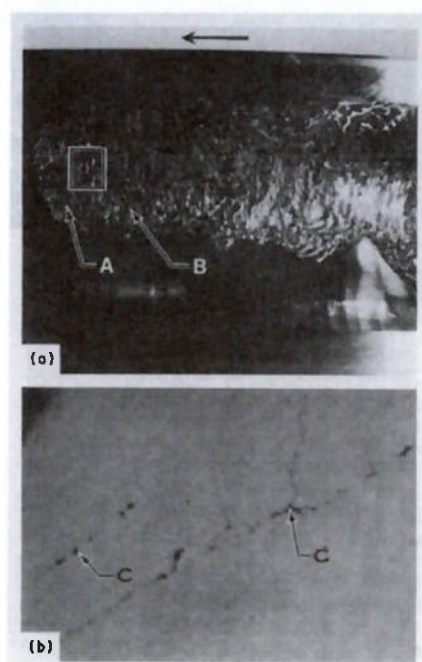
As falhas por fadiga de contato podem ser separadas em dois tipos de acordo com seu início: superficiais e sub-superficiais. Estas duas categorias podem ainda ser divididas em de acordo com a aparência e localização de *spalls* e fatores que levaram ao seu aparecimento. Tais fatores estão relacionados com material, fabricação, operação, lubrificação, etc.

As falhas por fadiga podem se iniciar na superfície ou bem perto dela devido à, por exemplo, concentrações de tensão, desalinhamento, distorções, etc. Isso leva à deterioração da superfície, início da trinca e *spalls*. Inclusões e outros defeitos são raramente responsáveis por danos superficiais. Porém, podem causar concentrações de tensão que iniciam o processo. As trincas geralmente se abrem na superfície nos estágios iniciais de desenvolvimento e podem servir como reservatórios para lubrificantes, acelerando a propagação das trincas com a pressão exercida pelo fluido nestes reservatórios. Alguns contaminantes corrosivos, como água e ácidos orgânicos, resultantes da deterioração do lubrificante também podem infiltrar nas trincas e adiantar o processo.



**Figura 8: Trinca Sub-superficial Intensificada por um Nódulo de Grafite**

As trincas iniciadas sob a superfície são resultados de tensões de cisalhamento atuantes na região inferior das esferas. Inclusões não-metálicas nas áreas de carregamento podem reduzir a resistência às cargas de contato e são geralmente a causa do início deste tipo de falhas. Uma inclusão é qualquer material diferente daqueles em que os componentes foram produzidos.



**Figura 9: Rolamento de Transmissão de uma Aeronave que Falhou devido à uma Inclusão Sub-superficial**



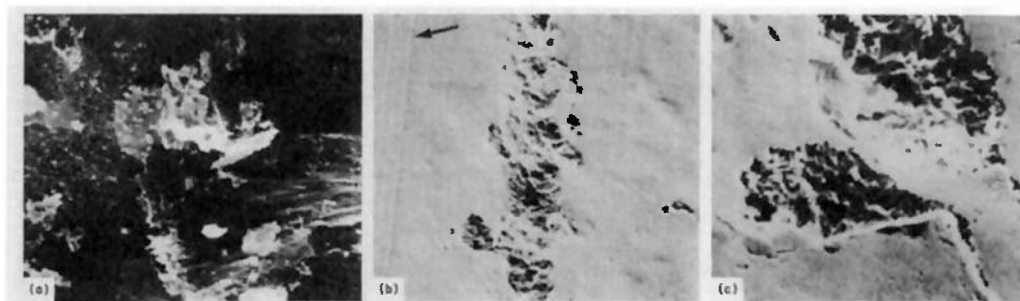
### 3.2.1. Efeito da Temperatura

Em um estudo realizado pelo Comitê Nacional de Aeronáutica dos Estados Unidos, Cleveland, Ohio, foi revelado que a vida dos componentes mecânicos testados à fadiga de contato de rolamento lubrificado tende a diminuir com o aumento da temperatura.

As falhas foram causadas por concentradores de tensão localizados nos pontos de contato. Tais concentradores são partículas advindas do lubrificantes, seja ele seco ou líquido. Isso levou à formação de *spalls*, e conseqüente falha.

Porém, a diminuição da vida dos componentes foi observada somente a uma temperatura maior que 350°C, quando os lubrificantes se quebram em partículas indesejáveis. Até tal temperatura, os riscos de falhas são os já descritos.

Assim, como a temperatura máxima esperada para a câmara que contém os corpos de prova é de 150°C, este problema não deverá ser observado nos ensaios.



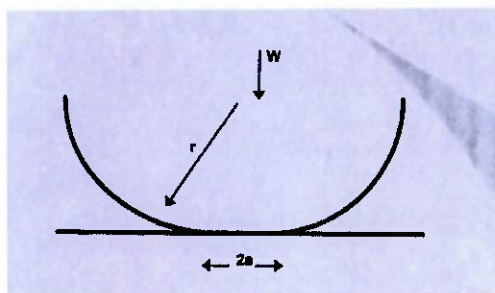
**Figura 10: Falha de um Rolamento por Fadiga de Contato e Partículas Encontradas no Lubrificante**



### 3.3. Pressão de Contato em Superfícies Não-Conformes

A pressão de contato em superfícies não conformes é usada como indicador da severidade do contato tribológico. O valor máximo desta tensão de contato se chama Pressão de Hertz,  $p_h$ , em homenagem ao cientista alemão, Heinrich Hertz, que foi o primeiro a resolver o problema da elasticidade de contato em 1881. Embora a magnitude da pressão de Hertz não seja um parâmetro válido de falha considerando-se as teorias clássicas de resistência dos materiais, ela está relacionada à mecânica, e no caso de escorregamento, à intensidade térmica do contato, e por isso é usada como um índice do carregamento de contato.

Hertz usou como hipóteses para sua teoria os fatos de que (i) as superfícies em questão são contínuas e não-conformes ( $a \ll R$ ), (ii) as deformações que ocorrem são pequenas, (iii) cada sólido pode ser considerado como um semi-espaco elástico e (iv) não existe atrito entre as superfícies.



**Figura 11: Contato Plano-Esfera**

A seguir, será apresentada o método de cálculo desta pressão e área de contato para o caso de contato pontual circular (contato entre duas esferas ou entre esfera e plano).

O ponto circular de contato ocorre quando duas esferas ou uma esfera e uma superfície plana se encontram.

$$\varepsilon = \frac{1 - \nu^2}{E}$$

$$R_{contato} = 0,721 * \left( \frac{F * d * (\varepsilon_{esf} + \varepsilon_{plano})}{\pi} \right)^{1/3}$$

$$P_{H_{z\text{mediadecontato}}} = \frac{F}{\pi * R_{contato}^2}$$

$$P_{H_{z\text{maxima}}} = 1,5 * P_{H_{z\text{mediadecontato}}}$$

F = carga normal aplicada no contato

$\nu$  = coeficiente de *Poisson*

E = módulo de elasticidade

d = diâmetro da esfera

Em uma esfera carregada elasticamente contra um plano, tem-se a seguinte distribuição de tensão normal (pressão de contato):

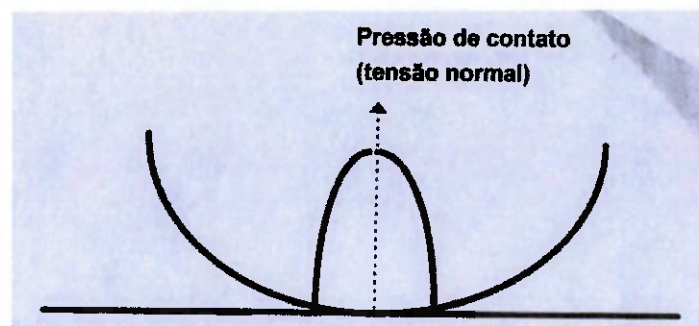


Figura 12: Pressão de Contato

### 3.4. Escoamento Turbulento em Dutos Circulares

O escoamento interno em dutos será estudado unicamente para fins de projeto do resfriador. Devido aos dados já adotados, como a velocidade máxima da água no duto (2 m/s), sabe-se de antemão que o escoamento é turbulento e por isso será visto diretamente esta teoria.

Dado que a análise de escoamentos turbulentos é bem mais complexa do que para escoamentos laminares, uma ênfase maior será dada à determinação de correlações empíricas.

Uma expressão clássica para a determinação do número de NUSSELT local em escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos (fluidodinâmica e termicamente) através de dutos circulares lisos foi desenvolvida por COLBURN e pode ser observada pela analogia de CHILTON-COLBURN:

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St * Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D * Pr},$$

onde  $C_f$  é o coeficiente de atrito de FANNING,  $f$  é o fator de atrito de MOODY e  $St$  é o número de STANTON (número de NUSSELT modificado).

Sabendo-se que o fator de atrito  $f$  é dado por:

$$f = (0,790 * \ln(Re_D) - 1,64)^{-2},$$

a equação de COLBURN se torna:

$$Nu_D = 0,023 * Re_D^{4/5} * Pr^{1/3}$$

A equação de DITTUS-BOELTER é uma versão modificada da equação acima, porém preferida por muitos autores:

$$Nu_D = 0,023 * Re_D^{4/5} * Pr^n,$$

onde  $n = 0,3$  para resfriamento ( $T_{\text{sup}} < T_m$ ) e  $n = 0,4$  para aquecimento ( $T_{\text{sup}} > T_m$ ).  $T_{\text{sup}}$  é a temperatura da superfície do tubo que deve ser constante neste caso, e  $T_m$  é a temperatura média do fluido na entrada ( $T_{m,e}$ ) e saída ( $T_{m,s}$ ) do tubo.

A equação acima foi verificada experimentalmente para as seguintes condições:

$$\begin{aligned} 0,7 &\leq Pr \leq 160 \\ Re_D &\geq 10.000, \\ \frac{L}{D} &\geq 10 \end{aligned}$$

onde  $L$  é o comprimento do tubo e  $D$  o diâmetro do mesmo.

Estas equações devem ser usadas na presença de diferenças de temperaturas pequenas e moderadas e todas as propriedades devem ser estimadas na temperatura  $T_m$ .

No caso do resfriador tem-se:

$$P = h * A * \Delta T$$

$P$  = potência usada para aquecer a água

$A$  = área de troca

$\Delta T$  = diferença de temperatura da água na entrada e saída do duto

$h$  = coeficiente local de transferência de calor por convecção

### 3.5. Rigidez de Eixos e Barras

A rigidez de estruturas é governada pelos seguintes parâmetros: módulo de elasticidade do material, seção transversal e comprimento do corpo carregado, e tipo de carregamento aplicado.

O módulo de elasticidade é uma característica estável dos metais, dependendo somente da densidade da estrutura cristalina do material. Assim, o método mais prático de se aumentar a rigidez de estruturas é mexer com os parâmetros geométricos do sistema.

Os fatores que influenciam a rigidez podem ser combinados em apenas um fator:

Tensão-compressão

$$\lambda_t = \frac{P}{l},$$

onde  $P$  é uma carga constante e  $l$  o comprimento da peça.

Flexão

$$\lambda_f = \frac{I}{l},$$

onde  $I$  é o momento de inércia da seção transversal.

A máxima deformação de uma estrutura pode ser dada por:

Tensão-compressão

$$f_{\max} = \frac{\sigma}{E} * l,$$

onde  $\sigma$  é a tensão atuante na seção transversal em questão.

### Flexão

$$f_{\max} = \frac{P * l^3}{a * E * I} = \frac{M * l^2}{a * E * I},$$

onde  $a$  é o coeficiente de carregamento e  $M$  é o momento de flexão aplicado na seção.

Ao se falar em rigidez de estruturas, tem-se que a forma mais fácil e rápida de se aumentá-la é reduzindo a tensão atuante na seção transversal, como pode-se verificar nas relações acima. Dado que isto raramente é possível ou desejável, escolher a melhor forma geométrica da seção transversal torna-se a solução mais viável.

## 4. Máquinas de Ensaio Convencionais

As principais máquinas de ensaios de RCF estão descritas na tabela abaixo e são mostradas nas figuras seguintes.

**Tabela 1 : Máquina de Ensaio Convencionais**

Método	Descrição
Five balls – NASA	Quatro esferas rolando livremente separadas por 90° em uma gaiola, simulando a cinemática de um rolamento carregado.  Desvantagem: corpo de prova de difícil usinagem (esférico)
Flat-washer	16 esferas rolando em uma gaiola circular sobre uma arruela  Desvantagem: dimensões não-portáteis
Unisteel	Arruela sobre esferas
Contato de rolamento	Dois discos carregados contra um cilindro
Ball –rod	Três esferas carregadas contra um cilindro
Cylinder to ball	Arranjo simétrico de duas esferas rolando contra um cilindro; carregamento aplicado através de uma mola com uma alavanca multiplicadora
Cylinder to cylinder	Arranjo simétrico de dois cilindros contra dois outros cilindros; carregamento aplicado através de uma mola com uma alavanca multiplicadora
Ring on ring	Anéis rolando um contra o outro em suas periferias.  Proporciona também carregamento sem escorregamento.

Método	Descrição
Multiple bearing	Quatro rolamentos contra um único eixo centrado
Rolling four ball	Uma esfera por cima de três outras que giram livremente em um arranjo tetragonal
Inclined ball on disk	Esfera rolando contra um disco

Algumas das máquinas apresentadas acima possuem um custo bastante elevado, assim como problemas dimensionais e/ou de usinagem de seus corpos de prova.

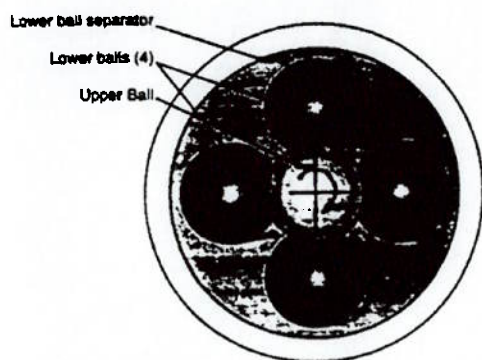


Figura 13: Five Balls – NASA



Figura 14: Flat Washer

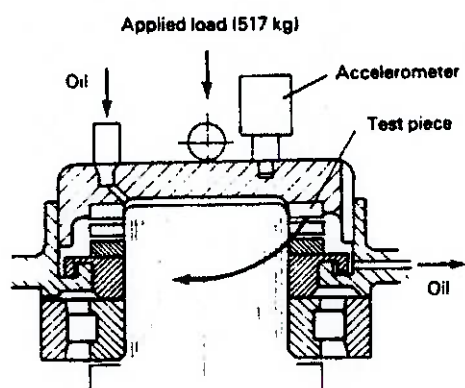


Figura 15: Unisteel

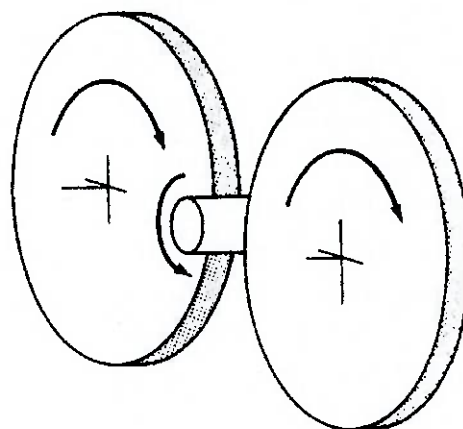


Figura 16: Rolling Contact



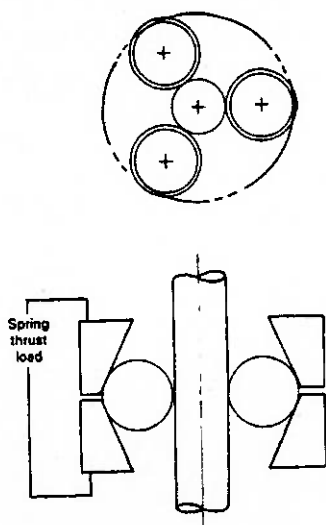


Figura 17: Ball Rod

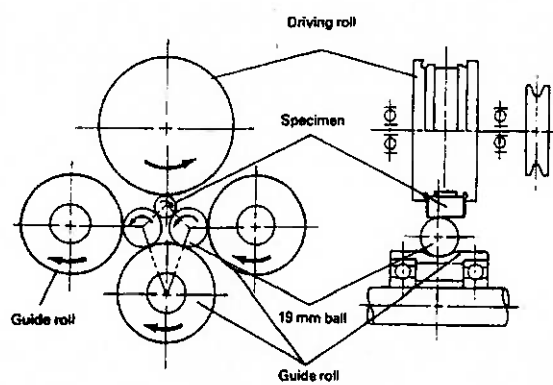


Figura 18: Cylinder to Ball

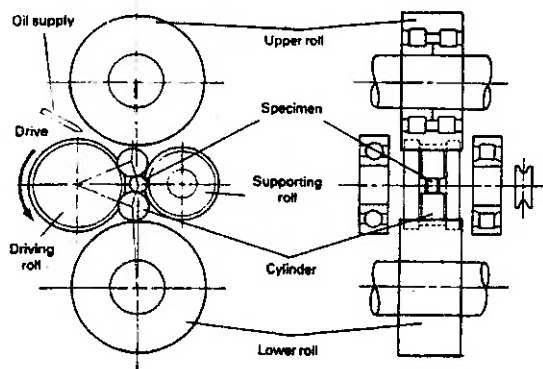


Figura 19: Cylinder to Cylinder

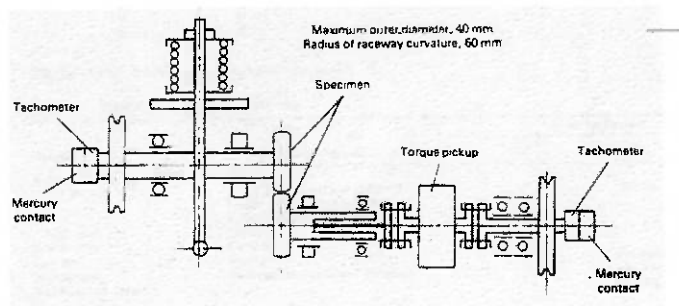


Figura 20: Ring on Ring

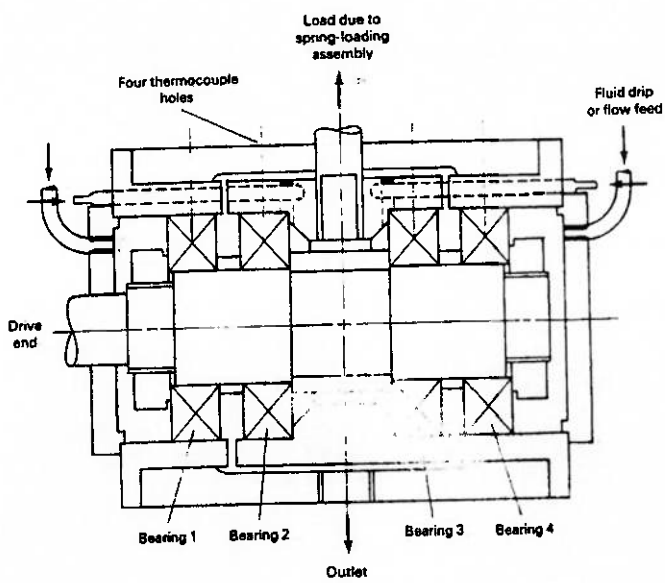


Figura 21: Multiple Bearing

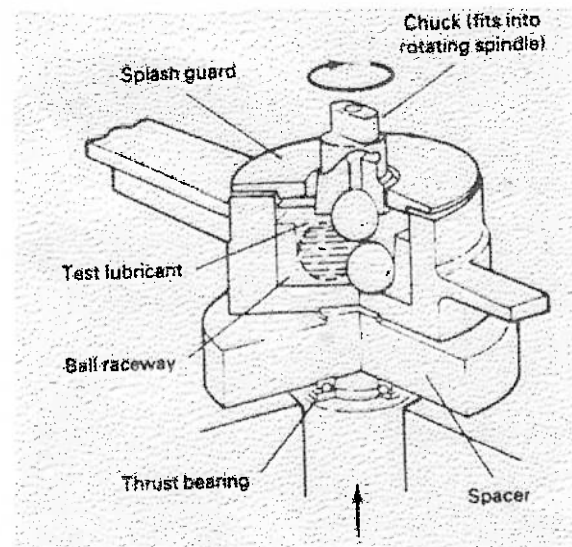


Figura 22: Rolling Four Ball

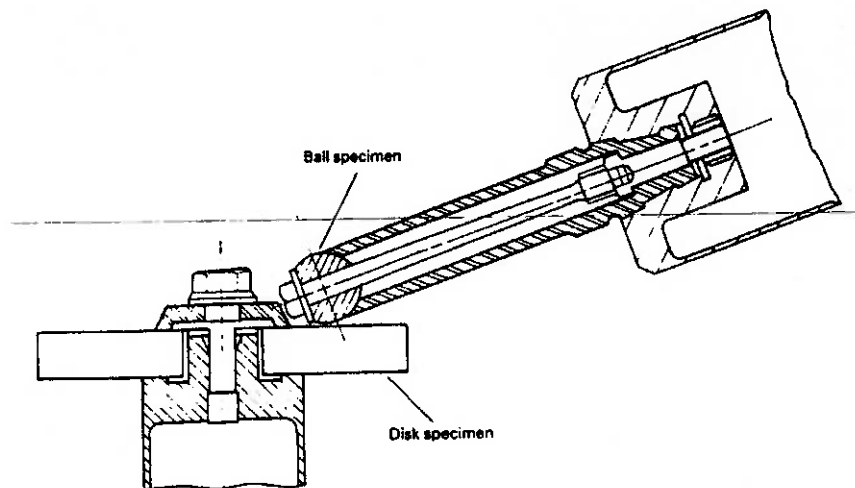
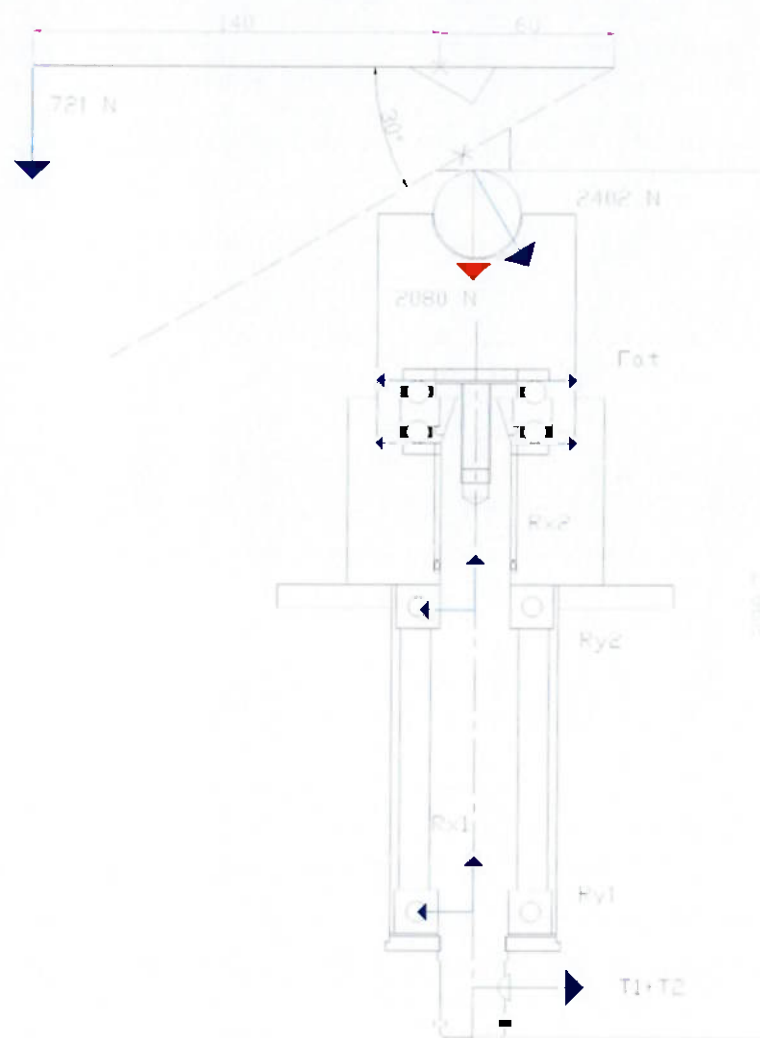


Figura 23: Inclined Ball on Disk

## 5. Projeto e Construção

### 5.1.Dimensionamento

O dimensionamento da máquina foi baseado nos esforços mostrados no seguinte diagrama de corpo livre:



### 5.1.1. Contato

#### Corpo de prova – Esfera do Rolamento

Considerando-se todas as hipóteses já explicadas no capítulo 3, obteve-se a carga máxima a ser aplicada em cada contato corpo-esfera a partir da pressão máxima desejada neste contato de 3,5 GPa. Os módulos de elasticidade dos materiais a serem ensaiados foram assumidos como 210 MPa, assim como o da esfera, e o coeficiente de *Poisson* do corpo de prova e da esfera como 0,3. Assim, tem-se as seguintes relações:

$$\varepsilon = \frac{1 - \nu^2}{E}$$

$$R_{\text{contato}} = 0,721 * \left( \frac{F * d * (\varepsilon_{\text{esf}} + \varepsilon_{\text{plano}})}{\pi} \right)^{1/3}$$

$$P_{H_{\text{z mediana de contato}}} = \frac{F}{\pi * R_{\text{contato}}^2}$$

$$P_{H_{\text{z máxima}}} = 1,5 * P_{H_{\text{z mediana de contato}}}$$

F = carga normal aplicada no contato

$\nu$  = coeficiente de *Poisson*

E = módulo de elasticidade

d = diâmetro da esfera

Daí, tem-se que cada esfera deverá estar sujeita a uma carga máxima de 260N, ou seja, a carga a ser aplicada na esfera de carga deverá ser de 2080 N (8 esferas distribuídas simetricamente).

### **Esfera de Carga**

Usando-se as mesmas relações acima, porém com o raio de contato definido abaixo e sendo 30 mm o diâmetro máximo da esfera de carga, obteve-se uma pressão máxima de *Hertz* de 0,292 Gpa na esfera de carga, valor bastante aceitável. Como o contato agora é entre uma superfície côncava e uma convexa, o raio de uma delas deve ser menor do que zero. É ainda importante notar que a expressão abaixo não tem validade para este tipo de contato com superfícies de mesmo raio.

$$R_{contato} = \left( \frac{F * 2 * R_{esf1} * R_{esf2} * (\epsilon_{esf1} + \epsilon_{esf2})}{R_{esf1} + R_{esf2}} \right)$$

#### **5.1.2. Aplicação da Carga**

A aplicação de carga na máquina será feita a partir de uma alavanca pivotada na gaiola de sustentação de todo o equipamento. A carga será colocada em uma das extremidades da alavanca na forma de pesos-mortos.

A alavanca foi dimensionada pelo critério rigidez, assumindo-se uma flecha máxima de 0,5 mm e coeficiente de segurança de 1,5. A

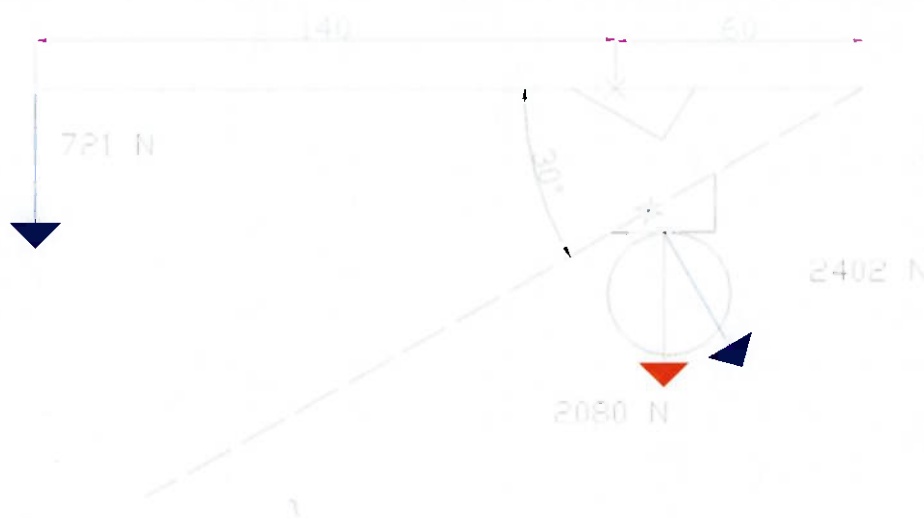
seção transversal escolhida foi retangular e suas dimensões ótimas foram determinadas através da relação:

$$f_{\max} = \frac{P * l^3}{a * E * I} = \frac{M * l^2}{a * E * I}$$

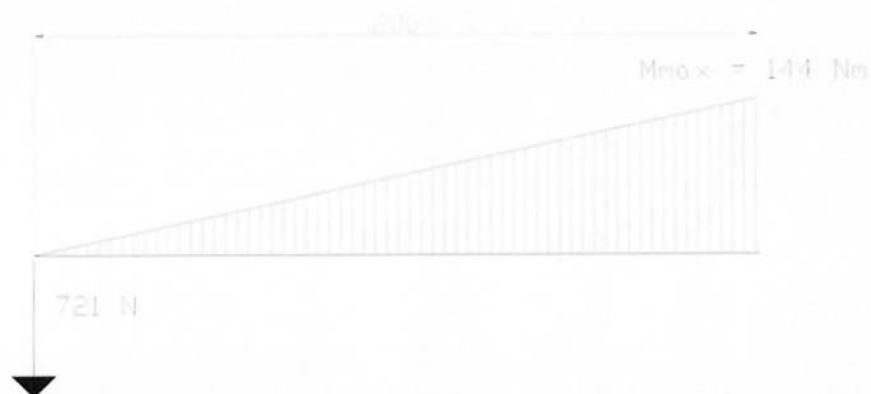
O comprimento da alavanca foi escolhido como 200 mm para que o maior peso necessário em sua extremidade não ultrapassasse 721 N.

A peça triangular que fará a transmissão da força da alavanca para a esfera de carga (aço 52100) deverá ser cementada a fim de que sua dureza seja maior ou igual à da esfera (~60 - 66 Rc). Com a cementação, espera-se obter uma dureza de ~64+2 Rc.

A seção transversal obtida, assim como os diagramas de momentos e esforços atuantes na alavanca encontram-se nas figuras abaixo. As dimensões obtidas foram verificadas também à flexão.



**Figura 24: Esforços Aplicados na Alavanca e Esfera de Carga**



**Figura 25: Diagrama de Momento Fletor na Alavanca**

Seção Transversal da Alavanca



**Figura 26: Seção Transversal da Alavanca**

### 5.1.3. Resfriador

O resfriador foi dimensionado assumindo-se que haverá transferência de calor apenas entre o corpo de prova e as espiras do mesmo, já que as espessuras das paredes entre estes são bastante pequenas ( $\sim 2$  a  $4$  mm). Assim, e considerando-se que 80% da potência do motor dissipará calor na câmara que contém os corpos de prova, que a temperatura máxima da água é de  $95^\circ\text{C}$  para que não haja ebulição, que a velocidade máxima da

água é de 2 m/s e que o diâmetro máximo do duto espiral é de 10 mm, tem-se:

$$P = h * A * \Delta T$$

$$Nu = \frac{h * d}{k} = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.3}$$

Viscosidade da água =  $959 * 10^{-9}$  Ns/m<sup>2</sup>

Densidade da água = 1000 Kg/m<sup>3</sup>

Cp água = 4,18 KJ/Kg K

K = 0,606 W/m K

Pr água = 6,62

P motor = 3 HP

Assim, obteve-se um resfriador com 4 espiras, comprimento de 503 mm e temperatura final da água de 95,2 °C. Duas das espiras serão colocadas em contato com o corpo de prova superior e duas com o inferior.

A bomba a ser usada para inserir a água no resfriador será uma bomba de aquário de peixes. Na saída, a água será recolhida em um reservatório.

Como os canais serão usinados na própria base e no cabeçote da máquina, será utilizado um anti-oxidante para se evitar problemas de corrosão nas peças.



#### 5.1.4. Eixo

O eixo foi dimensionado à rigidez também com flecha máxima de 0,5 mm, utilizando-se as mesmas expressões do cálculo da alavanca. Obteve-se um diâmetro mínimo de 11,3 mm. Foi também verificado à torção e flexão através das expressões abaixo (referência [7]).

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 * Mi}{\pi * \bar{\sigma}}}$$

$$Mi = \sqrt{Me^2 + \alpha * Mt^2},$$

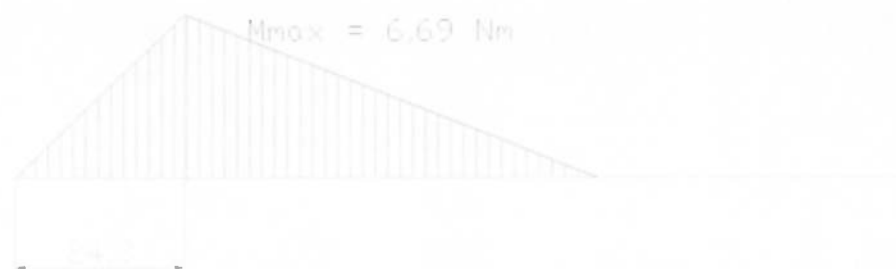
$$\bar{\sigma} = \frac{Sy}{1,8}$$

onde,  $Sy = 210 \text{ MPa}$

Para o eixo, tem-se os seguintes esforços aplicados:



Figura 27: Esforços no Eixo



**Figura 28: Diagrama de Momento Fletor no Eixo**



**Figura 29: Diagrama de Momento Torsor no Eixo**

De acordo com os esforços aplicados, tem-se as seguintes equações:

$$\Sigma F_x = R_{x1} + R_{x2}$$

$$\Sigma F_y = R_{y1} + R_{y2} - T_1 - T_2$$

$$\Sigma M_1 = 0 \Rightarrow (T_1 + T_2) * 24,3 + R_{y2} * 105,5 = 0$$

Assim, tem-se  $M_e = 6,67 \text{ Nm}$  e  $M_t = 7,7 \text{ Nm}$ . O coeficiente  $\alpha = 1$  e obtêm-se um diâmetro mínimo de 9,8 mm. A fim de adequar este diâmetro às outras dimensões dos componentes, o menor diâmetro possível para o eixo é 24 mm, o que mostra uma folga bastante razoável.

### 5.1.5. Chaveta

A chaveta seleccionada foi meia lua DIN 6888 (aço 1045), cujas tensões admissíveis são:

$$\bar{\sigma} = 150MPa$$

$$\bar{\tau} = 120MPa$$

As dimensões da chaveta estão especificadas abaixo e o dimensionamento de seu comprimento foi feito com base nas seguintes relações:

$$L1 \geq \frac{2 * Mt}{c * d * \bar{\sigma}}$$

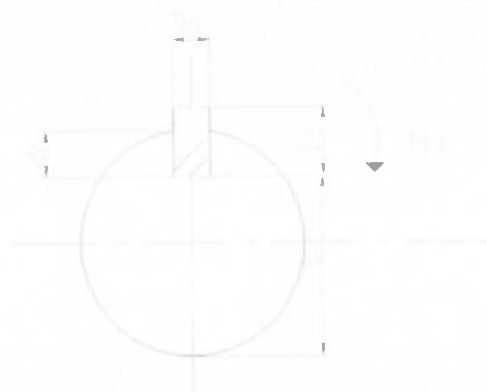
$$L2 \geq \frac{2 * Mt}{b * d * \bar{\tau}}$$

$$t = 22mm$$

$$b = 8mm$$

$$w = 6,2mm$$

$$h = 9,1mm$$



**Figura 30: Dimensões da Chaveta**

Obteve-se  $L \geq 6mm$ .

#### 5.1.6. Torque de Aperto do Parafuso de Transmissão

O torque de aperto do parafuso foi calculado com base nas expressões abaixo, ou seja, a partir de uma pré-carga e considerando-se que a conexão será reutilizada várias vezes. Além disso, levou-se em conta 20% a mais de torque necessário já que com a alta temperatura dentro da câmara o material sofrerá dilatação.

$$T = K * F_i * d$$

$$K = \frac{dm}{2 * d} * \left( \frac{\tan \lambda + \mu * \sec \alpha}{1 - \mu * \sec \alpha * \tan \lambda} \right) \approx 20 \text{ para qualquer parafuso}$$

$$\mu = 0,15$$

$$F_i = 0,75 * F_p$$

$$F_p = A_t * S_p$$

$$S_p = 225MPa$$

$$A_t = 36,6mm^2$$

Obteve-se então  $T = 12Nm$ .

### 5.1.7. Correia de Transmissão

A transmissão de movimento do motor para o eixo será feita através de duas polias movidas por uma correia. O motor selecionado foi da Weg de 3HP com rotação nominal de 3465 rpm. A relação de transmissão obtida foi:

$$i = \frac{3465}{2800} = 1,23$$

Da referência [7], tem-se as relações abaixo que foram usadas para estes cálculos. Os coeficientes também foram obtidos das tabelas indicadas abaixo desta mesma referência.

$$HP_{projetado} = HP_{motor} * FS = 4,2$$

$$FS = 1,4 \text{ (Tabela 1, trabalho normal)}$$

O perfil foi obtido da Tabela 5: A com diâmetro da menor polia de 107 mm.

$$D = id = 132mm$$

$$V_{correia} = 0,262 * d * n = 19,4m / s$$

$$\left. \begin{array}{l} A = D \\ \text{ou} \\ A = \frac{D + 3 * d}{2} \end{array} \right\} A = 226mm$$

$$L = 2 * A + \frac{\pi}{2} * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * A} = 890mm$$

A é a distância entre os centros das polias e L é o comprimento da correia.

Da tabela 13, tem-se correia A-33 Goodyear com comprimento de 870 mm.

$$A_{corrigido} = A + \frac{L - L_0}{2} = 216mm$$

$$\alpha = 180 - 60 * \frac{(D - d)}{A} = 173^\circ$$

$\alpha$  é o ângulo de abraçamento.

Das tabelas 7 e 8 tem-se  $F_{ca} = 0,99$  e  $F_{lp} = 0,82$ .

$$HP_{efetivo} = (HP_{basico} + 0,31) * F_{ca} * F_{lp} = 3,61$$

$$j = \frac{HP_{projetado}}{HP_{efetivo}} = 1,1 \text{ correias}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \exp\left(\frac{\alpha * \pi}{180} * \mu\right)$$

$$(T_1 - T_2) * \frac{d}{2} = M_t = \frac{71620 * P_{motor}}{n_1} = 6,2Nm,$$

$$T_1 = 196N$$

$$T_2 = 79N$$

onde  $T_1$  e  $T_2$  são as tensões atuantes na correia.

## 5.2. Construção

### 5.2.1. Materiais e Tratamentos Térmicos

A tabela abaixo indica os materiais utilizados na construção de cada componente da máquina, assim como o tratamento térmico que foi dado a cada um.

**Tabela 2: Materiais e Tratamento Térmicos**

Componente	Material	Tratamento Térmico
<b>Base e Cabeçote</b>	Aço VC 131 - Villares	Nenhum
<b>Bucha</b>	Aço VC 131 - Villares	Têmpera e Revenimento
<b>Eixo</b>	Aço SAE 8620	Cementação
<b>Tubo</b>	Aço 1020	Nenhum
<b>Flange</b>	Aço 1020	Nenhum
<b>Arruela</b>	Aço VC 131 – Villares	Têmpera e Revenimento

Todos os tratamentos térmicos foram realizados pela empresa COMBUSTOL.

O eixo foi cementado até uma dureza de Rc 54 com profundidade de 0,5 mm para que sua dureza fosse aumentada. A bucha também ficou com esta mesma dureza após o tratamento.

O conjunto tubo-flange foi soldado com solda MIG de aproximadamente 3 mm de espessura.

A esfera de carga foi comprada pronta devido às dificuldades de se usar uma superfície com acabamento semelhante ao de esferas de rolamento. É feita de aço cromo ISI 52100, temperado, com dureza superficial de 60 – 66 Rc, cuja composição encontra-se a seguir:

**Tabela 3: Composição Química da Esfera de Carga**

Composição Química
C 0.95 – 1.10
Si 0.15 – 0.35
Mn 0.50
P 0.025
S 0.025
Cr 1.30 – 1.60



### **5.2.2. Problemas Encontrados Durante a Construção**

Atualmente o projeto encontra-se em fase final de montagem. Houve atrasos bastante significativos na construção, o que fez com que os testes iniciais na máquina não pudessem ser realizados. Os componentes já estão prontos e a pré-montagem já foi realizada.

O motor e o inversor de frequência ainda não foram comprados devido a um atraso na liberação da verba destinada a isso.

Algumas alterações foram feitas com relação ao projeto inicial apresentado no final de junho para adequação de dimensões. A primeira delas foram os canais do resfriador que foram usinados diretamente no cabeçote e na base para se evitar problemas de montagem com o tubo de cobre que não iria aderir perfeitamente à parede de aço do cabeçote, fazendo com o contato da água com a parede a ser resfriada fosse menor do que o previsto. Assim, decidiu-se por usinar os canais diretamente no cabeçote com uma base externa retendo a água nos canais (vide desenhos anexos). Será utilizado um anti-oxidante na água para se evitar a corrosão do cabeçote (aço).

Uma outra alteração, foram as entradas para os termopares (que serão usados para monitorar as temperaturas nos corpos de prova) que mudaram de posição devido à nova configuração do resfriador.

Outro problema encontrado foi a centralização do conjunto tubo-flange com a base. A fim de sanar isto, serão usados pinos-guia entre os componentes citados.

A gaiola de sustentação do conjunto será feita de um tubo com parede de 2 mm de espessura e 60 mm de seção para se evitar problemas vibracionais.

Nos canais usinados do resfriador, o raio interno máximo conseguido foi de 1 mm. Isso poderá gerar concentração de tensões nestes pontos. Se o canto fosse vivo, teríamos uma tensão aplicada neste ponto de 6 vezes a tensão aplicada na peça. Com o raio feito, esse valor deve cair para algo em torno de 3 vezes o valor da tensão aplicada. Porém, pode-se considerar tais pontos como críticos. Eles deverão ser sempre observados e testados para garantir que não ocorram falhas.

### 5.2.3. Fotos Ilustrativas



**Figura 31: Cabeçote, Eixo e Base**



**Figura 32: Cabeçote, Eixo, Base, Bucha e Arruela**



**Figura 33: Cabeçote, Eixo e Base**



**Figura 34: Cabeçote, Eixo e Base**



**Figura 37: Eixo Montado com Arruela e Rolamento**



**Figura 38: Conjunto Flange-Tubo**

## 6. Comentários

O projeto em questão irá beneficiar em muito as pesquisas em andamento no LFS.

A máquina terá um tamanho suficiente para que possa ser transportada facilmente, o que facilitará a realização de ensaios em outros locais que não o laboratório. Será acionada por um motor que também possui dimensões de transporte fácil, assim como o inversor de frequência, usado para mudar a rotação do eixo.

O corpo de prova a ser usado é uma coroa circular de maior raio de 52 mm, de usinagem bastante simples, fazendo com que inúmeros materiais possam ser ensaiados. O fato de que teremos 8 ciclos de carregamento a cada rotação do eixo também otimizará em mais de 90% o tempo de ensaio atualmente obtido no laboratório, o que nos dá maior tempo para análise do material ensaiado e repetição dos ensaios.

Referindo-se ao projeto mais especificamente, a concentração de tensões que será gerada dentro dos canais do resfriador é um ponto crítico do mesmo. Ensaios não-destrutivos deverão ser realizados no cabeçote e na base com certa frequência para evitar que estas peças falhem. Esta deve ser a primeira consideração a ser feita em um próximo passo de melhoria do projeto.

Uma outra preocupação ainda existente é o nível de vibração que será causado pelo motor. Considerando-se que os ajustes estão muito bons e que a gaiola terá espessura de 2 mm e seção de 60 mm, vibração excessiva não é esperada.

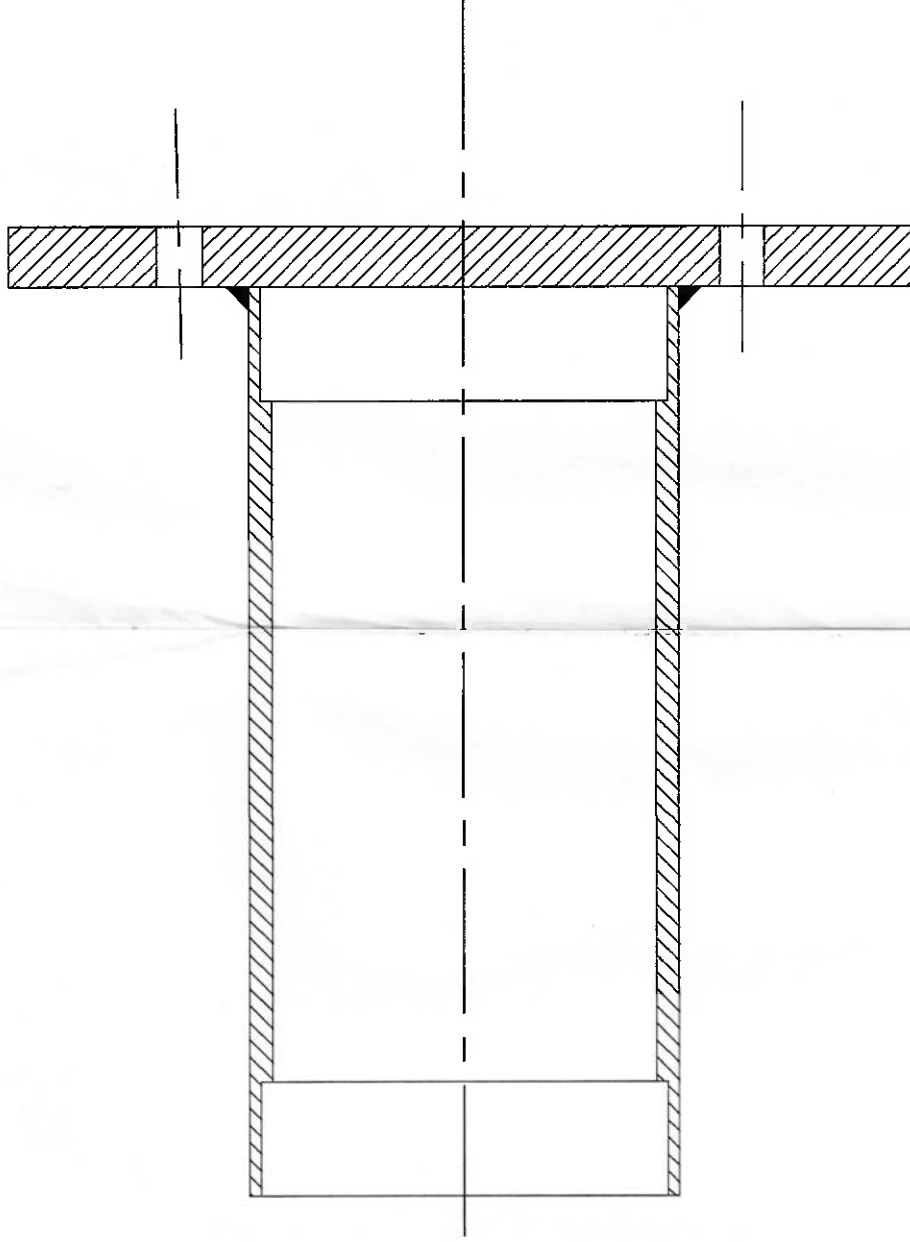
Quanto ao restante do equipamento, as respostas obtidas na pré-montagem foram bastante positivas, sendo que não houve problema dimensional nem de encaixe. Os ajustes ficaram todos satisfatórios, assim como os tratamentos térmicos que não causaram avarias nos componentes.



## 7. Bibliografia

- [1] BLAU, P. J. **Rolling Contact Wear** ASM Handbook v.18 Friction, Lubrication and Wear, 1995
- [2] PETERSON. M. B. e WINER, W.O., **Wear Control Handbook** ASME, 1980
- [3] SKF – **Catálogo Geral** 1989, Stamperia Artistica Nazionale, Itália
- [4] INCROPERA, F., DEWITT, D., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 4 ed. Livro Técnicos e Científicos, 1996
- [5] ORLOV, P., **Fundamentals of Machine Design**, Vol. 1, 2 ,3, Editora Mir, 1979
- [6] JUVINALL, R., MARSHEK, K., **Fundamentals of Machine Component Design**, 2 ed., John Wiley and Sons, 1983
- [7] ZAMPESE, B. **Dimensionamento**, Editora do Grêmio Politécnico, 1986
- [8] PROTEC, **Projetista de Máquinas**, Editora Provenza, 1990
- [9] SHIGLEY, J., MISCHKE, C., **Mechanical Engineering Design**, 5ed, Mc Graw Hill, 1989

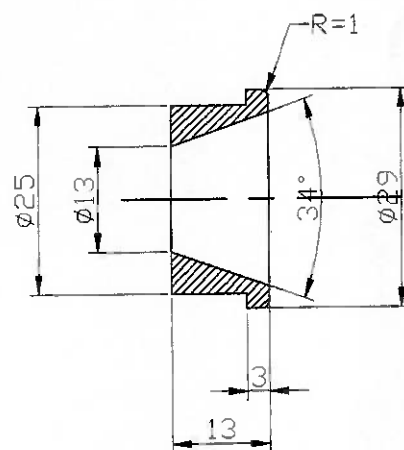
## **8. Anexo A: Desenhos de Conjunto**



Projetado por: FABIANA BARUFFINI	Professor: A. SINATORA	Escola Politécnica Engenharia Mecânica	Arquivo: FAB.DWG	Data: 25/11/01	Escala 1:1
TUBO-FLANGE			DESENHO DE CONJUNTO		
			Trabalho de Graduação		

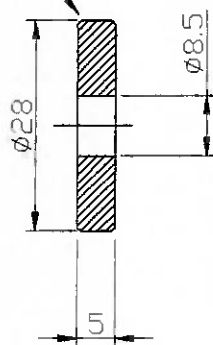


## **9. Anexo B: Desenhos de Fabricação**



Projetado por : FABIANABARRUFFINI	Professor : A.SINATORA	Escola Politécnica Engenharia Mecânica	Arquivo : FAB.DWG	Data : 25/11/01	Escala 1:1
BUCHA			Desenho de Fabricação		
			Trabalho de Graduação		

QUEBRAR CANTOS



Projetado por :  
FABIANABARRUFFINI

Professor :  
A. SINATORA

Escola Politécnica  
Engenharia Mecânica

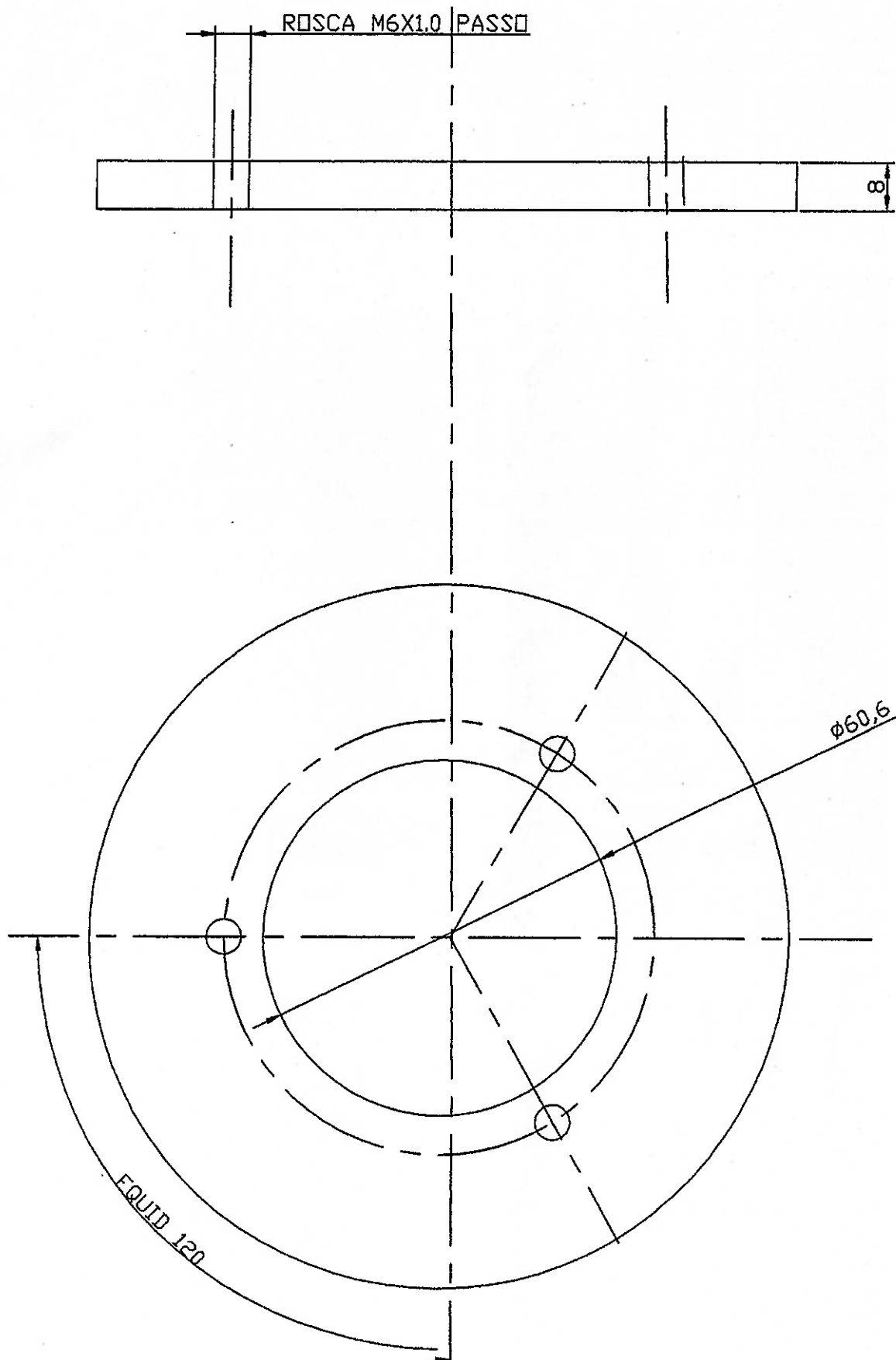
Arquivo :  
FAB.DWG

Data :  
25/11/01

Escala  
1:1

ARRUELA

Desenho de Fabricação  
Trabalho de Graduação



Projetado por :  
FABIANABARRUFFINI

Professor :  
A.SINATORA

Escola Politécnica  
Engenharia Mecânica

Arquivo :  
FAB.DWG

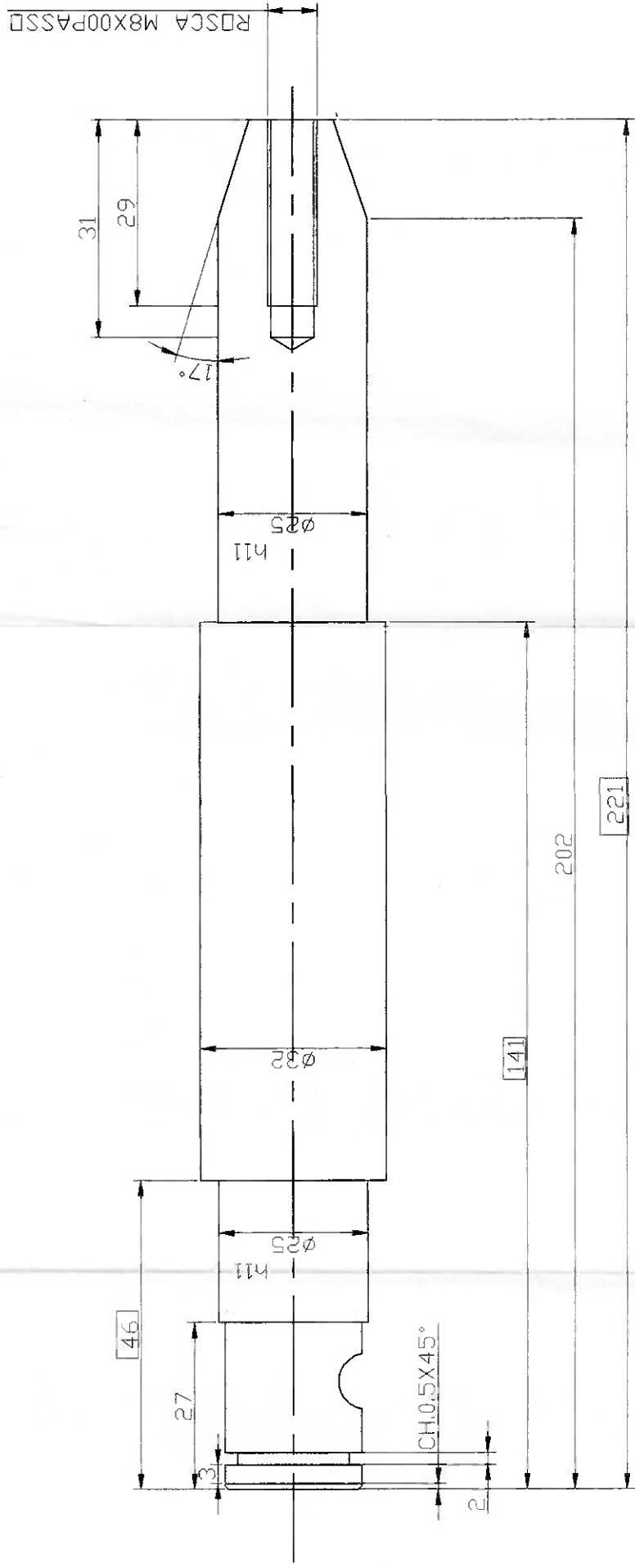
Data :  
25/11/01

Escala  
1:1

FLANGE

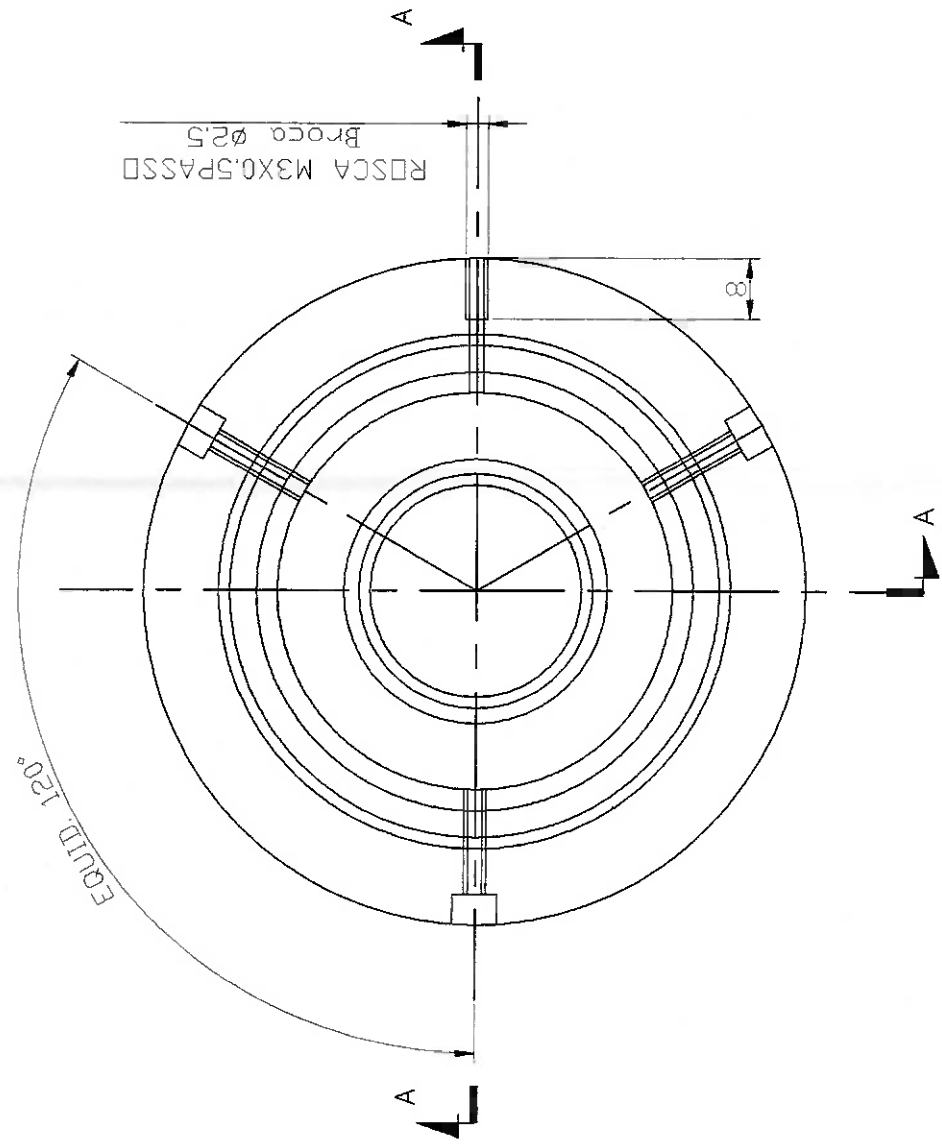
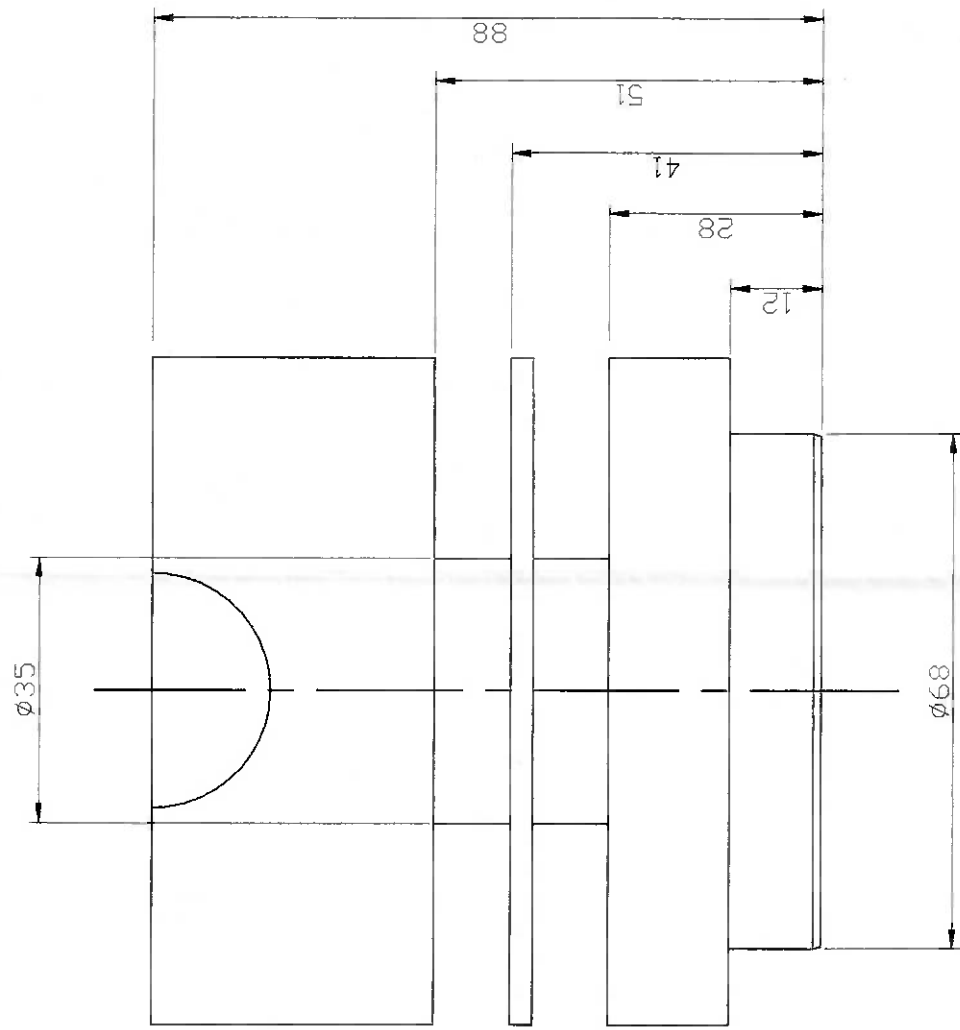
DESENHO DE FABRICAÇÃO

Trabalho de Graduação

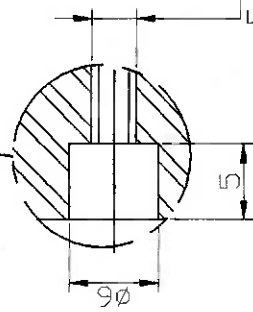


Projetado por : FABIANABARRUFFIN	Professor : A.SINA TORA	Escola Politécnica Engenharia Mecânica	Arquivo : FAB.DWG	Data : 25/11/01	Escala 1:1
EIXO			Desenho de Fabricação		
			Trabalho de Graduação		

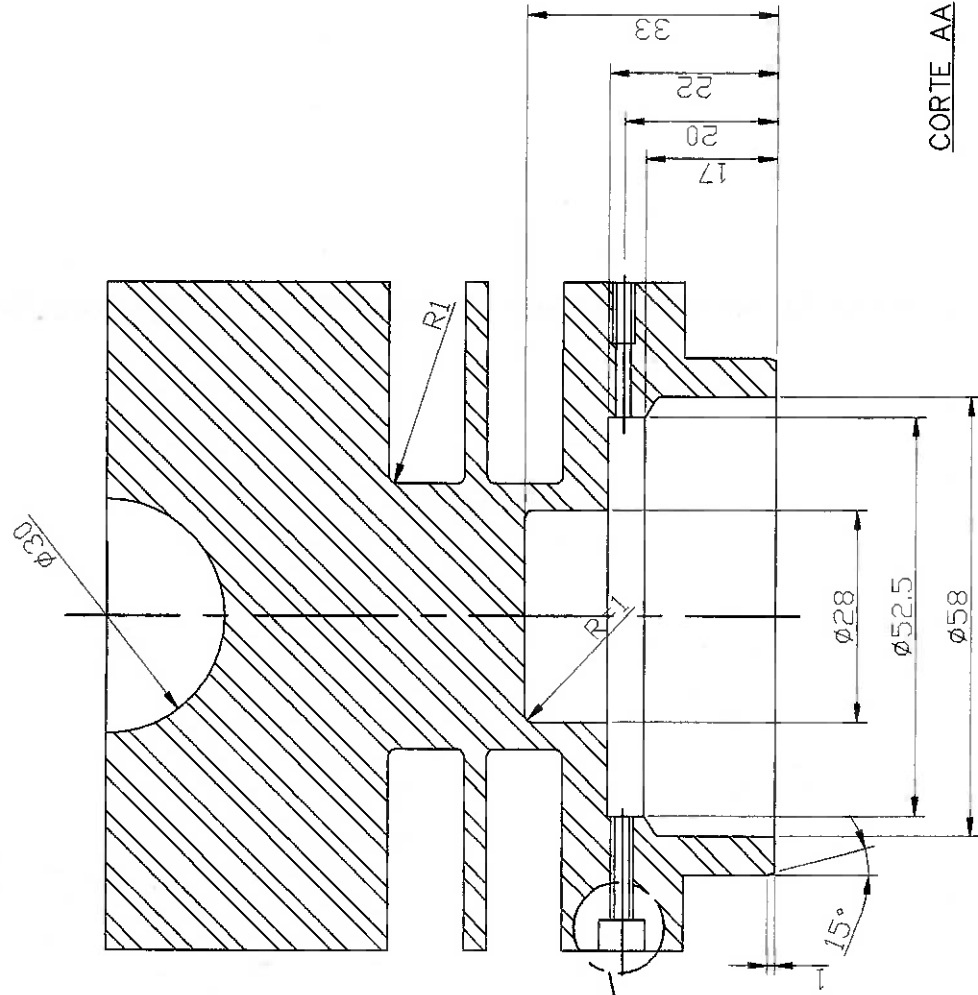




ROSCA M3X0,5PASSO  
Broca  $\phi 2,5$

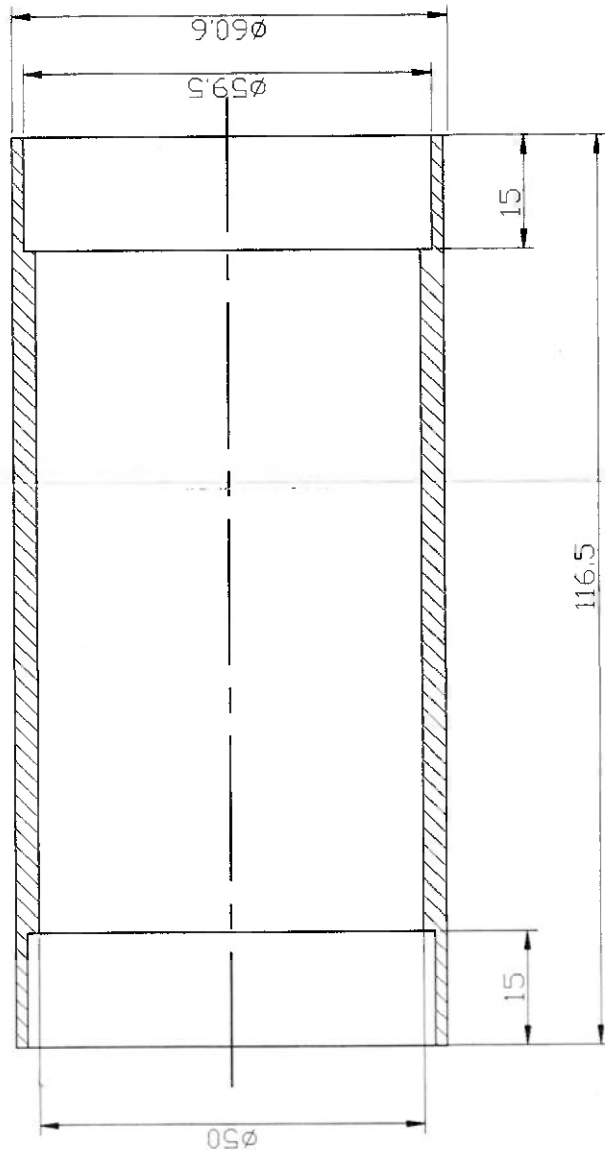


X3  
ROSCA M3X0,5PASSO  
Furar c/broca  $\phi 2,5$ mm



CORTE AA

Projetado por: FABIANABARUFFINI	Professor: A. SIMATORA	Escola Politécnica Engenharia Mecânica	Arquivo: FAB.DWG	Data: 15/10/01	Escala 1:2
CABEÇOTE			Desenho de Fabricação		
			Trabalho de Graduação		



Projetado por: FABIANABARUFFINI	Professor: A. SIMATTO	Escola Politécnica Engenharia Mecânica	Arquivo: FABONIG	Data: 25/11/01	Escala 1:1
TUBO			Desenho de Fabricação		
			Trabalho de Graduação		