

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

FRANCISCO JOSÉ PROFITO

**ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA E DINÂMICA DO
SEGUNDO ESTÁGIO DE UMA MICROTURBINA A GÁS**

São Paulo
2008

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

FRANCISCO JOSÉ PROFITO

**ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA E DINÂMICA DO
SEGUNDO ESTÁGIO DE UMA MICROTURBINA A GÁS**

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

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Demetrio C.
Zachariadis

São Paulo
2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Profito, Francisco José

**Análise estrutural estática e dinâmica do segundo estágio de uma microturbina a gás / F.J. Profito. -- São Paulo, 2008.
p.**

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Turbinas a gás 2.Reatores 3.Estruturas (Análise) 4.Dinâmica (Análise) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. Demetrio Cornilios Zachariadis, pela orientação deste trabalho e pela amizade e estímulo durante praticamente toda minha graduação.

Ao professor Dr. Guenther Carlos Krieger Filho pelos incentivos e cobranças desde o início do projeto.

Ao amigo José Rigoni Jr. pela grande ajuda no projeto mecânico e pelas divertidas conversas.

À ANP (Agência Nacional do Petróleo) pela bolsa de iniciação científica concedida durante os dois anos de projeto (2007 e 2008).

RESUMO

Tomando-se como base a atual necessidade da busca de formas alternativas de energia, mais especificamente a energia elétrica, este projeto visa a concepção, a análise estrutural (estática e dinâmica) e a construção do segundo estágio (também denominado de turbina de potência ou turbina livre) de uma microturbina a gás adaptada a partir de um turbo-compressor automotivo, que está sendo desenvolvida no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP.

Para a construção desse segundo estágio, duas questões importantes de projeto tiveram que ser analisadas. A primeira é aquela relacionada com a configuração geral do sistema, e a segunda diz respeito às altas temperaturas presentes na região do primeiro mancal do sistema rotativo principal. Após algumas pesquisas e análises de viabilidade para cada alternativa proposta, decidiu-se utilizar para o projeto final uma configuração de segundo estágio que corresponde a um sistema de redução por engrenagens helicoidais. Já para o combate das altas temperaturas no primeiro mancal do sistema, optou-se em aplicar um sistema de resfriamento por óleo circulante.

Após o dimensionamento de todos os componentes do sistema, modelos analíticos e em elementos finitos foram utilizados para a realização das análises estruturais estáticas e dinâmicas do sistema rotativo principal do segundo estágio.

ABSTRACT

This project aims at the conception, structural analysis – static & dynamic- and design of a small power turbine together with the fittings necessary to couple it with an electric generator. The motivation for this study is the increasing demand for alternative energy sources and distributed energy generation in areas not covered by the hydropower electric grid.

Two main questions had to be answered in order to conduct the design, related to the systems general configuration and the high temperatures on the bearing closer to the power gas turbine. The analyses yielded the adoption of a gear box for the reduction of the velocity of the power output shaft and the use of labyrinth seals for the isolation of the bearings.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1. INTRODUÇÃO	11
2. OBJETIVOS DO PROJETO	13
3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO SEGUNDO ESTÁGIO	15
PARTE I – PROJETO MECÂNICO DO SEGUNDO ESTÁGIO	17
4. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ENGRENAGENS PARA O SEGUNDO ESTÁGIO	19
4.1. Critério da Tensão de Flexão nos Dentes das Engrenagens	20
4.2. Critério da Tensão de Contato nos Dentes das Engrenagens	21
4.3. Análise Final do Dimensionamento de Engrenagens	22
4.4. Dimensionamento do Primeiro Par de Engrenagens	23
4.5. Dimensionamento do Segundo Par de Engrenagens	24
5. DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA O SEGUNDO ESTÁGIO	25
6. DIMENSIONAMENTO DOS MANCAIS DE ROLAMENTOS PARA O SEGUNDO ESTÁGIO	27
7. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE LIGAÇÃO DIRETA PARA O SEGUNDO ESTÁGIO	29
8. PROBLEMA DA ELEVADA TEMPERATURA NOS MANCAIS	31
8.1. Utilização do Núcleo de um Turbo-Compressor Automotivo	32
8.2. Utilização do Eixo Seccionado	32
8.3. Utilização de um Sistema de Resfriamento por Óleo Circulante	33
9. DEFINIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO FINAL DO SEGUNDO ESTÁGIO	35
9.1. Base do Sistema do Segundo Estágio	35
9.2. Caixa do Sistema de Redução	36
9.3. Engrenagens, Eixos e Mancais do Sistema de Redução	37
9.4. Rotor da Turbina de Potência	37

9.5. Estator e Suporte do Estator	38
9.6. Câmara de Resfriamento	39
9.7. Transição	39
9.8. Montagem Final da Turbina de Potência.....	40
 PARTE II – ANÁLISES ESTRUTURAIS DO SEGUNDO ESTÁGIO	41
 10. ANÁLISE ESTRUTURAL DO ROTOR DO SEGUNDO ESTÁGIO	43
10.1. Análise Estrutural do Disco do Rotor.....	43
10.1.1. Modelo Analítico para a Dilatação Térmica no Disco	43
10.1.2. Modelo em Elementos Finitos do Disco.....	45
10.2. Análise Estrutural da Pá do Rotor	46
10.2.1. Modelo Analítico para a Dilatação Térmica na Pá.....	48
10.2.2. Modelo Analítico para os Esforços de Inércia na Pá.....	48
10.2.3. Modelo Analítico do Creep na Pá.....	50
10.2.4. Modelo em Elementos Finitos da Pá	54
10.3. Resumo dos Resultados Obtidos	56
11. ANÁLISE DINÂMICA DO SISTEMA ROTATIVO PRINCIPAL DO SEGUNDO ESTÁGIO	57
11.1. Modelo Analítico do Sistema Rotativo Principal.....	57
11.1.1. Respostas no Domínio da Frequência.....	63
11.1.2. Respostas no Domínio do Tempo.....	64
11.2. Modelo em Elementos Finitos do Sistema Rotativo Principal.....	66
11.2.1. Respostas no Domínio da Frequência.....	67
11.3. Resumo dos Resultados Obtidos	70
12. CONCLUSÕES	71
13. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	72
 APÊNDICE A – DIMENSIONAMENTO DOS PARES DE ENGRENAGENS DO SISTEMA DE REDUÇÃO	74
APÊNDICE B – DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS DO SISTEMA DE REDUÇÃO	81

APÊNDICE C – DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS DO SISTEMA DE REDUÇÃO	91
APÊNDICE D – DADOS TÉCNICOS DA SERRA CORTA-MÁRMORE 4100NHK (Makita).....	95
APÊNDICE E – ORÇAMENTO PARA A USINAGEM DOS COMPONENTES DA TURBINA DE POTÊNCIA.....	96
APÊNDICE F – PROGRAMA PARA A SIMULAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO DO SISTEMA ROTATIVO DO SEGUNDO ESTÁGIO.....	97
APÊNDICE G – DESENHOS DE FABRICAÇÃO	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características das engrenagens helicoidais e parafuso-coroa sem fim...	20
Tabela 2 – Principais dimensões para o primeiro par de engrenagens	23
Tabela 3 – Principais dimensões para o segundo par de engrenagens	24
Tabela 4 – Dimensões dos eixos da caixa de redução	26
Tabela 5 – Dimensões dos rolamentos da caixa de redução	28
Tabela 6 – Parâmetros principais para a simulação do disco do rotor com MEF	46
Tabela 7 – Parâmetros principais para a simulação da pá do rotor com MEF	55
Tabela 8 – Resultados da análise estrutural do rotor do segundo estágio	56
Tabela 9 – Parâmetros principais para a simulação da dinâmica do sistema rotativo principal a partir do modelo analítico	63
Tabela 10 – Parâmetros principais para a simulação da dinâmica do sistema rotativo principal a partir do MEF	66
Tabela 11 – Resultados da análise dinâmica do sistema rotativo principal do segundo estágio	70

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema do sistema composto pelo turbo-compressor, segundo estágio e demais componentes necessários para o acionamento do gerador elétrico	15
Figura 2 – Vista 3D do sistema de engrenagens	28
Figura 3 – Vista 3D do sistema de ligação direta	29
Figura 4 – Identificação dos mancais, para cada configuração do segundo estágio, que estarão dispostos a elevadas temperaturas	31
Figura 5 – Vista 3D do sistema de isolamento do eixo seccionado	33
Figura 6 – Representação do selo IT9M, da empresa Inpacom	34
Figura 7 – Base do sistema do segundo estágio	35
Figura 8 – Caixa do sistema de redução	36
Figura 9 – Engrenagens, eixos e mancais do sistema de redução	37
Figura 10 – Rotor da turbina de potência	38
Figura 11 – Estator e suporte do estator da turbina de potência	38
Figura 12 – Câmara de resfriamento	39
Figura 13 – Transição entre a turbina de geração de gás e a turbina de potência	39
Figura 14 - Montagem final da turbina de potência	40
Figura 15- Sistema rotativo principal do segundo estágio	42
Figura 16 – Modelo do disco do rotor e malha utilizada para a análise com MEF ...	45
Figura 17 – Resultados da simulação com MEF para a condução térmica no disco do rotor	45
Figura 18 – Resultados da simulação com MEF para a deformação do disco do rotor.	46
Figura 19 – Resultados da simulação com MEF do disco do rotor. Modos de vibração relacionados com as seis primeiras frequências naturais	47
Figura 20 – Esquema para a modelagem das forças de inércia na pá do rotor	48

Figura 21 - Comportamento do creep	51
Figura 22 – Gráfico comparativo do deslocamento total da extremidade da pá. Vermelho: presença do creep e Azul: ausência do creep.....	53
Figura 23 – Modelo da pá do rotor e malha utilizada para a análise com MEF	54
Figura 24 – Resultados da simulação com MEF para a deformação da pá do rotor..	55
Figura 25 – Resultados da simulação com MEF do disco do rotor. Modos de vibração relacionados com as quatro primeiras frequências naturais.....	55
Figura 26 – Diagrama de Campbell do sistema rotativo principal obtido a partir do modelo analítico.....	64
Figura 27 – Resposta no domínio da frequência do sistema rotativo principal obtido a partir do modelo analítico. Azul: amplitude normalizada do raio médio da órbita do centro geométrico do disco. Vermelho e Verde: amplitudes normalizadas das rotações transversais do disco.....	65
Figura 28 – Órbitas do sistema rotativo principal obtidas a partir do modelo analítico. Acima: órbitas do centro de massa e centro geométrico (escala de 1mm). Abaixo: órbitas do eixo nos mancais (escala 0.1mm)	65
Figura 29 – Discretização do sistema rotativo principal para a aplicação do MEF ...	66
Figura 30 – Diagrama de Campbell do sistema rotativo principal obtido a partir da simulação com MEF	67
Figura 31 – Primeiros modos de vibração, para rotações próximas às velocidades críticas, obtidos a partir da simulação com MEF	68
Figura 32 - Seis primeiros modos de vibração, para a rotação de operação do sistema (15000), obtidos a partir da simulação com MEF	69

1. INTRODUÇÃO

Indiscutível é a relação que existe entre o desenvolvimento de uma nação e a energia necessária para tal desenvolvimento. Desta forma, quanto mais desenvolvido um país, maior será a quantidade de energia necessária para a manutenção deste desenvolvimento.

Observa-se que o termo desenvolvimento é bastante amplo, englobando tanto o desenvolvimento tecnológico presente nas indústrias e na infraestrutura necessária para as mesmas, quanto ao próprio desenvolvimento humano relacionado de uma forma direta com a qualidade de vida da população.

No Brasil, a preocupação com relação à geração de energia torna-se cada vez mais presente, principalmente à medida que o desejo de desenvolvimento aumenta.

A principal fonte de energia no Brasil deve-se aos recursos hídricos. Entretanto, formas alternativas de geração de energia são cada vez mais estudadas, com o principal objetivo de diminuir a dependência, quase que total, com relação a estes recursos hídricos (pois os mesmos apresentam sazonalidade).

Outro motivo para a busca de fontes alternativas de energia deve-se às questões econômicas, uma vez que a construção e manutenção de hidroelétricas e/ou termoeletricas necessitam de investimentos muito elevados.

Tomando-se como base a atual necessidade da busca de formas alternativas de energia, mais especificamente a energia elétrica, este projeto visa a concepção, a análise estrutural (estática e dinâmica) e a construção do segundo estágio (também denominado de turbina de potência ou turbina livre) de uma microturbina a gás adaptada a partir de um turbo-compressor automotivo, que está sendo desenvolvida no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP.

A primeira etapa do projeto desta microturbina envolveu o desenvolvimento da câmara de combustão empregada para o acionamento do turbo-compressor automotivo, dos sistemas de lubrificação dos mancais e do controle de vazão de gás. Salienta-se que já foram realizados ensaios que comprovam o funcionamento deste sistema.

A próxima etapa consiste no desenvolvimento e construção do segundo estágio, de menor rotação, que será acionado pelos gases de escape do

turbo-compressor. Este segundo estágio, por sua vez, será acoplado a um gerador elétrico.

Vale observar aqui que a utilização de microturbinas a gás para a obtenção de trabalho líquido (trabalho mecânico) e eventual geração de energia elétrica num segundo estágio, torna-se viável devido a alta densidade energética (baixa razão peso/potência) destes sistemas, característica esta que lhes confere maior facilidade no transporte e manejo.

Outro aspecto positivo que justifica a utilização de microturbinas está relacionado com o grande potencial que o Brasil possui na utilização do gás natural para a obtenção de energia útil. Citado potencial tornou-se mais evidente com as recentes descobertas, em território nacional, com grande quantidade de gás.

Todas as análises e estudos deste segundo estágio constituem-se de um projeto de pesquisa financiado pela FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo). Outro órgão que contribui de maneira direta para o desenvolvimento do projeto é a ANP (Agência Nacional do Petróleo), através de uma bolsa de iniciação científica concedida ao autor deste trabalho.

2. OBJETIVOS DO PROJETO

Os objetivos principais deste projeto são o dimensionamento, a análise estrutural (estática e dinâmica) e a construção de um segundo estágio de uma microturbina a gás, que por sua vez estará acoplado a um gerador elétrico.

Com relação aos dimensionamentos deste sistema, os principais componentes necessários são:

- 1) Um rotor em balanço operando com dois mancais radiais de rolamentos.
- 2) Um sistema de engrenagens responsável pela redução da rotação do segundo estágio para permitir o acoplamento com um gerador elétrico; ou um sistema de ligação direta entre o eixo do segundo estágio e o gerador. Uma importante etapa do projeto consiste na decisão da melhor configuração para o sistema, levando em conta aspectos como custo, montagem e manutenção.

Foi feita uma análise da melhor alternativa entre a utilização de mancais hidrodinâmicos ou de rolamentos, considerando fatores como o torque resistente, robustez, simplicidade de montagem, manutenção e o custo. Neste caso, optou-se pela utilização de mancais de rolamentos, devido principalmente à maior facilidade de montagem e manutenção.

Finalmente, após o dimensionamento de todos os componentes do segundo estágio, irá se realizar a análise estrutural (estática e dinâmica) dos mesmos. Neste caso, os estudos que serão desenvolvidos são:

- 1) Análise estrutural do rotor, cujo objetivo é a determinação da deformação radial total do mesmo devido aos esforços de inércia, dilatação térmica e fluência do material.
- 2) Análise dinâmica do sistema rotativo principal do segundo estágio, cujo objetivo é a determinação das velocidades críticas e modos de vibrar do sistema;

Para melhor análise e compreensão dos fenômenos físicos presentes no sistema, serão propostos, inicialmente, modelos analíticos simplificados. Posteriormente, tais resultados analíticos serão comparados com resultados mais apurados obtidos a partir de softwares de elementos finitos.

3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO SEGUNDO ESTÁGIO

A Figura 1 mostra uma representação esquemática de todo o sistema da microturbina, composto basicamente pelo turbo-compressor e segundo estágio (rotor e sistema de redução). Todos estes componentes, por sua vez, proporcionarão o acionamento do gerador elétrico.

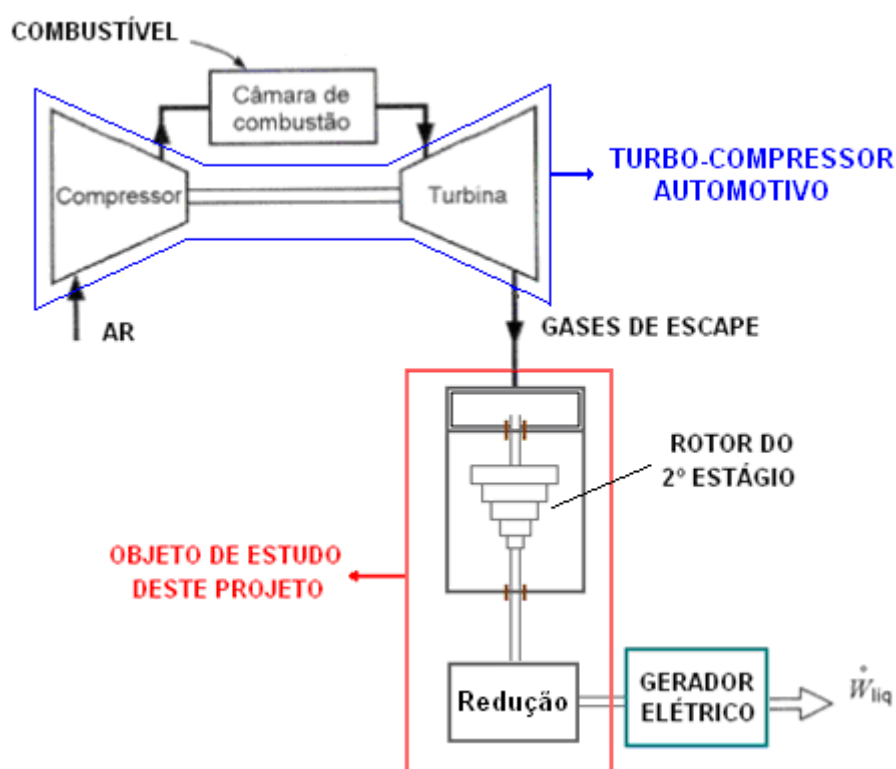


Figura 1 – Esquema do sistema composto pelo turbo-compressor, segundo estágio e demais componentes necessários para o acionamento do gerador elétrico

O ciclo da microturbina a gás se desenvolve inicialmente com admissão de ar atmosférico pelo compressor. Após a compressão, este ar atmosférico segue para a câmara de combustão. Em seguida, os gases quentes resultantes da queima do combustível (gás) seguem para a turbina de geração de gás do turbo-compressor, e em sequência para o segundo estágio, onde ocorre a expansão dos produtos de combustão até a pressão atmosférica. Durante estes processos, os gases realizam trabalho sobre os rotores da turbina do turbo-compressor e do segundo estágio, as quais o disponibilizam sob a forma de trabalho de eixo. Parte desse trabalho, por sua vez, é utilizada para acionar o compressor. O trabalho excedente é o

trabalho líquido do ciclo. A análise teórica deste ciclo é feita através do equacionamento termodinâmico do ciclo Brayton.

O trabalho específico real líquido do gerador de gás poderia ser aproveitado para movimentar alguma carga ou um gerador elétrico através da conexão de algum periférico diretamente ao eixo da turbina do turbo-compressor, não necessitando assim da presença de um segundo estágio. Porém, essa alternativa mostrou-se inviável, devido aos seguintes motivos:

- 1) A rotação de operação da turbina do turbo-compressor é muito alta, com valores de aproximadamente 100000 rpm. Para a utilização da microturbina num grupo gerador com equipamentos elétricos de baixo custo, faz-se necessário que a rotação final do sistema seja de 1800 rpm ou 3600 rpm, possibilitando assim a utilização de geradores elétricos convencionais.
- 2) A necessidade de ligação física entre o eixo da turbina do turbo-compressor e o eixo do elemento a ser acionado poderia causar falhas decorrentes de desbalanceamento e/ou desalinhamento.

Tendo em vista o exposto acima, este trabalho propõe a construção do segundo estágio (turbina de potência, turbina livre ou turbina de baixa pressão), para aproveitar o trabalho produzido pela microturbina a gás de forma mais prática e segura.

Finalmente, após esta pequena descrição do princípio básico de funcionamento do sistema da microturbina, pode-se dar início aos dimensionamentos dos principais componentes do segundo estágio. Tais dimensionamentos serão apresentados nos próximos capítulos.

PARTE I – PROJETO MECÂNICO DO SEGUNDO ESTÁGIO

Antes de iniciar as análises estáticas e dinâmicas dos componentes do segundo estágio da microturbina, é necessário possuir uma geometria e uma configuração inicial do sistema. Para isto alguns dimensionamentos preliminares serão realizados, considerando apenas os carregamentos estáticos presentes nas condições de regime permanente do sistema.

Os principais dados do projeto, para o regime permanente, são:

$$\begin{cases} P = 4400 \text{ W} \\ m_D = 0,98 \text{ kg} \\ n_e = 15000 \text{ rpm} \\ T_D = 700^\circ \text{C} \end{cases} \quad (1)$$

Onde:

- P: potência a ser obtida no segundo estágio;
- m_D : massa do rotor;
- n_e : rotação de entrada do segundo estágio;
- n_s : rotação de saída do segundo estágio;
- T_D : temperatura média no rotor.

Existem, no entanto, duas possíveis configurações para o sistema em questão: a primeira corresponde a um sistema de redução cujo eixo de entrada é o eixo principal do segundo estágio em que o rotor está acoplado (em balanço); a segunda possibilidade é a realização de uma ligação direta entre o segundo estágio e o gerador, não havendo a necessidade de nenhum tipo de redução.

Maiores detalhes sobre cada uma destas opções serão apresentadas a seguir.

4. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ENGRENAGENS PARA O SEGUNDO ESTÁGIO

Como já comentado, no caso de utilizarem-se geradores elétricos convencionais para a geração final de energia elétrica, é necessário que a rotação de saída do sistema do segundo estágio seja de aproximadamente 3600 rpm. Entretanto, como mostrado em (1), esta rotação é de 15000 rpm, tornando-se necessário a construção de um sistema de redução para que se obtenha a rotação final adequada.

Com o objetivo de construir um sistema mais compacto e menos complexo, o rotor do segundo estágio e o redutor serão projetados como sendo um sistema único, ou seja, o eixo de entrada do redutor será o mesmo a qual o rotor está acoplado.

A primeira decisão de projeto que precisou ser tomada foi com relação ao tipo de associação de engrenagens a ser utilizada. Os dois principais tipos de associação analisados com mais cuidado foram: as engrenagens helicoidais e o par parafuso-coroa sem fim. A Tabela 1 resume as vantagens e desvantagens da utilização de cada uma destas associações.

O fator preponderante na escolha de qual tipo de engrenamento utilizar foi a eficiência mecânica, pois todo o sistema da microturbina apresenta uma potência relativamente baixa. Desta forma, perdas mecânicas significativas tornariam o projeto inviável. Diante deste fato, optou-se pela utilização de engrenagens helicoidais.

Para que os diâmetros das coroas não fiquem muito grandes, decidiu-se também utilizar dois pares de engrenagens.

Todo o dimensionamento das engrenagens que será desenvolvido a seguir foi baseado na norma AGMA (American Gear Manufactures Association) e obtida a partir de (SHIGLEY, 2005).

Na metodologia AGMA são utilizados dois critérios: um para a flexão e outro para a resistência à formação de cavidades nos dentes das engrenagens.

Tabela 1 – Características das engrenagens helicoidais e parafuso-coroa sem fim

	Vantagens	Desvantagens
Engrenagens Helicoidais	- menor ruído; - menor complexidade de fabricação; - maior distribuição de tensões nos dentes; - ótima eficiência mecânica.	- não recomendada para altas relações de transmissão; - para uma dada relação de transmissão, os diâmetros do pinhão e coroa são maiores, proporcionando elementos com elevada inércia.
Par Parafuso-Coroa Sem Fim	- elementos com menores dimensões para relações de transmissão elevadas (menor inércia)	- menores eficiências mecânicas (aproximadamente 85%); - aumento de calor dissipado e conseqüentemente a maior necessidade de resfriamento do fluido lubrificante.

4.1. Critério da Tensão de Flexão nos Dentes das Engrenagens

A equação fundamental AGMA para a determinação da tensão de flexão nos dentes das engrenagens é:

$$\sigma_F = F_T \cdot \frac{K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_h \cdot K_b}{F \cdot Y_J \cdot m_T} \quad (2)$$

Onde:

- F_T : força tangencial (N);
- K_o : fator de sobrecarga;
- K_v : fator dinâmico;
- K_s : fator de tamanho;
- K_h : fator de distribuição de cargas;
- K_b : fator de espessura de borda;
- F : largura da face do membro mais estreito (mm);

- m_T : módulo transversal (mm);
- Y_J : fator geométrico para resistência à flexão.

Uma vez determinada a tensão de flexão pela equação (2), deve-se então comparar este valor com uma tensão de flexão admissível. O valor desta tensão de flexão admissível, de acordo com a AGMA, é:

$$\sigma_F^{adm} = \frac{\sigma_{FP} \cdot Y_N}{SF \cdot Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (3)$$

Onde:

- σ_{FP} : tensão admissível de flexão;
- Y_N : fator de ciclagem para tensão de flexão;
- SF : fator AGMA de segurança;
- Y_θ : fator de temperatura;
- Y_Z : fator de confiabilidade;

Finalmente, uma engrenagem estará corretamente dimensionada quando:

$$\sigma_F < \sigma_F^{adm} \quad (4)$$

4.2. Critério da Tensão de Contato nos Dentes das Engrenagens

A equação fundamental AGMA para a determinação da tensão de contato nos dentes das engrenagens é:

$$\sigma_C = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_h \cdot Z_R}{d_{pinhão} \cdot F \cdot Z_I}} \quad (5)$$

Onde:

- $F_T, K_o, K_v, K_s, K_h, F$ são os mesmos descritos no item 4.1;
- Z_R : fator de condição superficial;
- Z_I : fator geométrico a resistência à formação de cavidades;
- Z_E : coeficiente elástico;

Assim como no caso do critério da tensão de flexão, uma vez determinada a tensão de contato pela equação (5), deve-se então comparar este valor com uma tensão de contato admissível. O valor desta tensão de flexão admissível, de acordo com a AGMA, é:

$$\sigma_C^{adm} = \frac{\sigma_{HP} \cdot Z_N \cdot Z_W}{SF \cdot Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (6)$$

Onde:

- SF, Y_θ, Y_Z são os mesmos descritos no item 4.1;
- σ_{HP} : tensão admissível de contato;
- SF : fator AGMA de segurança;
- Z_N : fator de ciclagem para tensão de contato;
- Z_W : fator de razão de dureza;

Novamente, de forma análoga ao critério da tensão de flexão, a engrenagem estará corretamente dimensionada quando:

$$\sigma_C < \sigma_C^{adm} \quad (7)$$

4.3. Análise Final do Dimensionamento de Engrenagens

Para o dimensionamento final dos pares de engrenagens que serão utilizados no segundo estágio, construiu-se uma planilha utilizando o software

Microsoft Excel. Para isto, assumiu-se, *a priori*, o conhecimento dos seguintes valores de entrada:

- Potência e rotações dos eixos;
- Materiais do pinhão e da coroa;
- Ângulos dos dentes (ângulo de pressão normal e de hélice);
- Vida útil;
- Fatores de dimensionamento AGMA;
- Módulo normal de engrenamento;
- Diâmetro inicial do pinhão.

Por fim, para os dados definidos acima, a planilha dará como resultado a comparação das tensões de flexão e contato com seus respectivos limites. Tal análise é feita tanto para o pinhão quanto para a coroa.

4.4. Dimensionamento do Primeiro Par de Engrenagens

A Tabela 2 resume as principais dimensões do primeiro par de engrenagens do segundo estágio. Estes resultados foram obtidos a partir da planilha em Excel comentada acima.

Tabela 2 – Principais dimensões para o primeiro par de engrenagens

	PINHÃO	COROA
Material	AISI 4340	
Módulo Normal	1.000 mm	
Ângulo de Pressão Normal	20.000°	
Ângulo de Hélice	30.000°	
Relação de Transmissão Real	2.171	
Rotação Real	15000.000 rpm	6907.895 rpm
Número de Dentes	35	76
Diâmetro Primitivo	40.415 mm	87.757 mm
Largura	17.000 mm	15.000 mm
Força Tangencial	138.620 N	-138.620 N
Força Radial	-58.259 N	58.259 N
Força Axial	80.032 N	-80.032 N
Torque	-2801.127 N.mm	-6082.447 N.mm

Para maiores detalhes dos valores utilizados e obtidos na planilha, ver apêndice A.

4.5. Dimensionamento do Segundo Par de Engrenagens

A Tabela 3 resume as principais dimensões do segundo par de engrenagens do segundo estágio. Estes resultados foram obtidos a partir da planilha em Excel comentada acima.

Tabela 3 – Principais dimensões para o segundo par de engrenagens

	PINHÃO	COROA
Material	AISI 4340	
Módulo Normal	1.500 mm	
Ângulo de Pressão Normal	20.000°	
Ângulo de Hélice	30.000°	
Relação de Transmissão Real	1.958	
Rotação Real	6907.895 rpm	3527.436 rpm
Número de Dentes	24	47
Diâmetro Primitivo	41.569 mm	81.406 mm
Largura	20.000 mm	18.00 mm
Força Tangencial	-292.642 N	292.642 N
Força Radial	-122.991 N	122.991 N
Força Axial	168.957 N	-168.957 N
Torque	6082.447 N.mm	11911.459 N.mm

Para maiores detalhes dos valores utilizados e obtidos na planilha, ver apêndice A.

É importante destacar que a rotação de saída da coroa do segundo par de engrenagens corresponde à rotação de saída final do sistema de redução. O valor obtido de 3527.436 rpm é ligeiramente menor do que o projetado, de 3600.000 rpm. Entretanto, este erro de 2,02% é aceitável para os geradores elétricos comerciais.

5. DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA O SEGUNDO ESTÁGIO

Para a construção do segundo estágio, será necessária a utilização de três eixos distintos. Para o dimensionamento destes eixos, devem-se conhecer os esforços atuantes nos mesmos. Tais esforços são transmitidos pelas engrenagens durante a transmissão da potência/torque e podem ser de cinco tipos distintos, como listados abaixo:

- força peso devido ao rotor (no caso do eixo de entrada do redutor);
- forças tangenciais, radiais e axiais devidas ao engrenamento;
- torque devido à transmissão de potência.

Os valores dos esforços devido aos engrenamentos já foram obtidos e listados na Tabela 2 e Tabela 3.

Para o dimensionamento dos eixos será utilizado o critério das tensões de fadiga. Este critério consiste em determinar o diâmetro mínimo do eixo, levando-se em consideração a média e a amplitude dos carregamentos na seção crítica. A seção crítica, por sua vez, será aquela onde os momentos fletores são máximos.

Finalmente, aplicando-se a lei de Goodman para a tensão de fadiga, o diâmetro mínimo do eixo é dado pela seguinte equação:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \eta_F}{\pi} \cdot \left\{ \sqrt{\frac{1}{S_{ec}^2} \cdot \left[\left(\frac{K_{fA} \cdot N_a \cdot d}{8} + K_{fF} \cdot M_a \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (K_{fT} \cdot T_a)^2 \right]} + \sqrt{\frac{1}{S_{ut}^2} \cdot \left[\left(\frac{K_{fA} \cdot N_m \cdot d}{8} + K_{fF} \cdot M_m \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (K_{fT} \cdot T_m)^2 \right]} \right\}} \quad (8)$$

Onde:

- η_F : fator de segurança à fadiga (definido a partir do critério de Goodman);
- K_{ij} : fatores de concentração de tensão;
- N_a : amplitude de variação da força normal;

- N_m : média de variação da força normal;
- M_a : amplitude de variação do momento fletor;
- M_m : média de variação do momento fletor;
- T_a : amplitude de variação do momento torçor;
- T_m : média de variação do momento torçor;
- S_{ut} : limite de resistência à tração do material;
- S_{ec} : limite de fadiga do material.

Assim como no caso dos pares de engrenagens, também se construiu uma planilha em Excel para a realização dos cálculos dos eixos. Todos os valores necessários para este cálculo foram obtidos a partir de (SHIGLEY, 2005).

A Tabela 4 resume as dimensões dos eixos da caixa de redução do segundo estágio. Os resultados foram obtidos a partir da planilha em Excel comentada acima.

Tabela 4 – Dimensões dos eixos da caixa de redução

	EIXO 1	EIXO 2	EIXO 3
Material	AISI 4340	AISI 4340	AISI 4340
Comprimento	237.000 mm	87.000 mm	137.000 mm
Diâmetro Mínimo	12.429 mm	13.490 mm	14.248 mm
Diâmetro Mínimo Escolhido	20.000 mm	20.000 mm	20.000 mm

Para maiores detalhes dos valores utilizados e obtidos na planilha, ver apêndice B.

Os valores dos diâmetros escolhidos são maiores que os diâmetros mínimos para que as medidas fiquem compatíveis com os valores de catálogos dos rolamentos que serão utilizados. Maiores detalhes sobre os rolamentos serão apresentados no próximo item.

6. DIMENSIONAMENTO DOS MANCAIS DE ROLAMENTOS PARA O SEGUNDO ESTÁGIO

Todo o desenvolvimento utilizado a seguir para o dimensionamento dos rolamentos foi baseado em (SKF, 2008). Serão utilizados rolamentos de esferas com contato angular, pois, durante o funcionamento do segundo estágio, haverá cargas axiais atuando no sistema, devido principalmente ao fato das engrenagens utilizadas serem helicoidais.

Desta forma, de acordo com (SKF, 2008), a carga equivalente do rolamento é obtida da seguinte forma:

$$C_{eq} = \frac{f_h f_w}{f_n f_t} \cdot (X \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}) \quad (9)$$

Onde:

- f_h : coeficiente de vida do rolamento;
- f_w : coeficiente de carga;
- f_n : coeficiente de velocidade;
- f_t : coeficiente de temperatura;
- X : coeficiente de carga radial;
- Y : coeficiente de carga axial;
- F_{radial} : carga radial no rolamento;
- F_{axial} : carga axial no rolamento.

A partir do valor de C_{eq} pode-se finalmente selecionar o rolamento através dos catálogos dos fabricantes. Já os aspectos relacionados com as tolerâncias para a montagem dos rolamentos serão obtidos em (SKF, 2008).

Construiu-se uma planilha em Excel para a realização dos cálculos de dimensionamento dos rolamentos. Todos os valores de coeficientes necessários para este cálculo foram obtidos em (SKF, 2008).

A tabela 5 resume as dimensões dos rolamentos da caixa de redução do segundo estágio. Os resultados foram obtidos a partir da planilha em Excel comentada acima.

Tabela 5 – Dimensões dos rolamentos da caixa de redução

	ROLAMENTOS PARA O EIXO 1	ROLAMENTOS PARA O EIXO 2	ROLAMENTOS PARA O EIXO 3
Diâmetro Interno	20.000 mm	15.000 mm	15.000 mm
Especificação	SKF BEP-7204	SKF BEP-7202	SKF BEP-7202
Retentor no 1º Rolamento	NÃO	NÃO	NÃO
Retentor no 2º Rolamento	NÃO	NÃO	SKF CR15x30x7 – HMSA10V

Para maiores detalhes dos valores utilizados e obtidos na planilha, ver apêndice C.

A partir de todos os cálculos realizados anteriormente, construiu-se um modelo em CAD-3D para o sistema de engrenagens em questão, como pode ser visto na Figura 2.

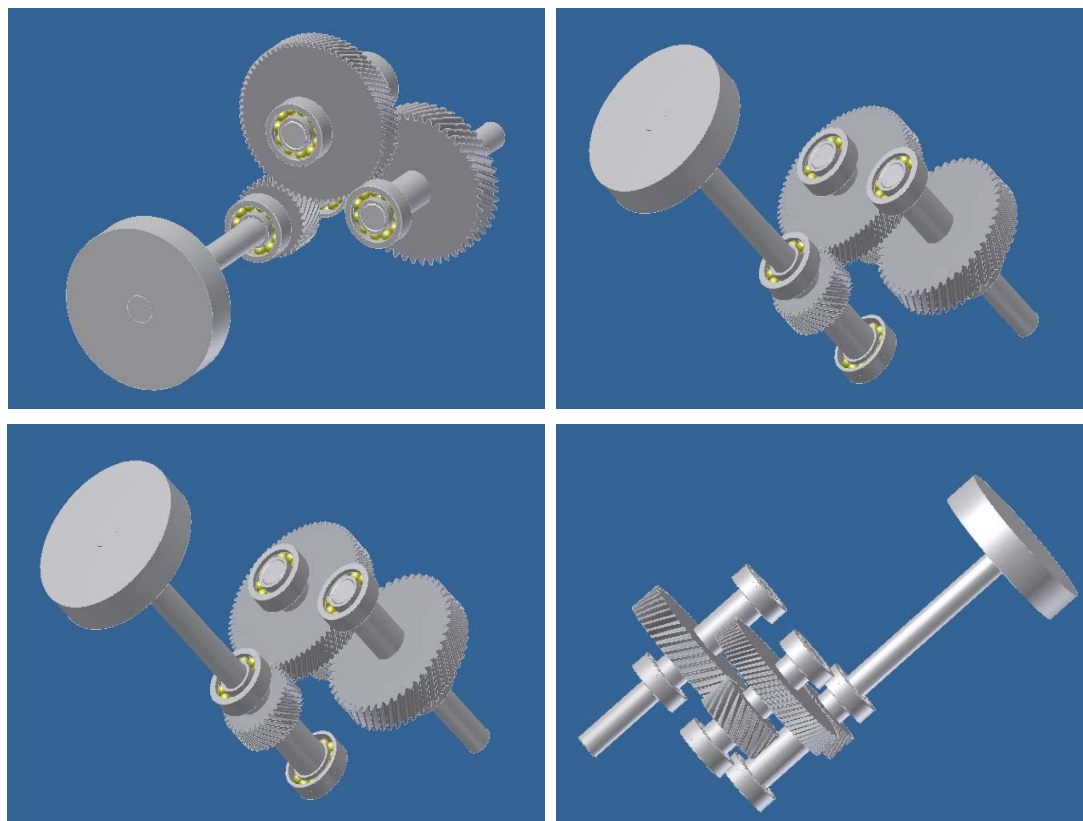


Figura 2 – Vista 3D do sistema de engrenagens

7. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE LIGAÇÃO DIRETA PARA O SEGUNDO ESTÁGIO

Uma segunda alternativa para a construção do segundo estágio é aquela em que apenas um eixo é utilizado, sendo desnecessário qualquer tipo de redução. Neste caso, a idéia principal é a de utilizar um motor de alta rotação funcionando como gerador. Este tipo de motor é empregado geralmente em máquinas de corte utilizadas na construção civil (“Serras Corta-Mármore”).

A vantagem de se utilizar esta configuração do segundo estágio ocorre por ser muito mais simples do ponto de vista de fabricação e custos, quando comparada com o sistema de engrenagens. Outro fator positivo é a ausência de eventuais perdas que poderiam ocorrer no sistema de engrenamento, além da eliminação de problemas relacionados com a partida do sistema.

Todas as dimensões relacionadas com o eixo do segundo estágio, para esta configuração, são iguais às do primeiro eixo mostrado na Tabela 4. A Figura 3 mostra o modelo desenvolvido em CAD-3D para este sistema.

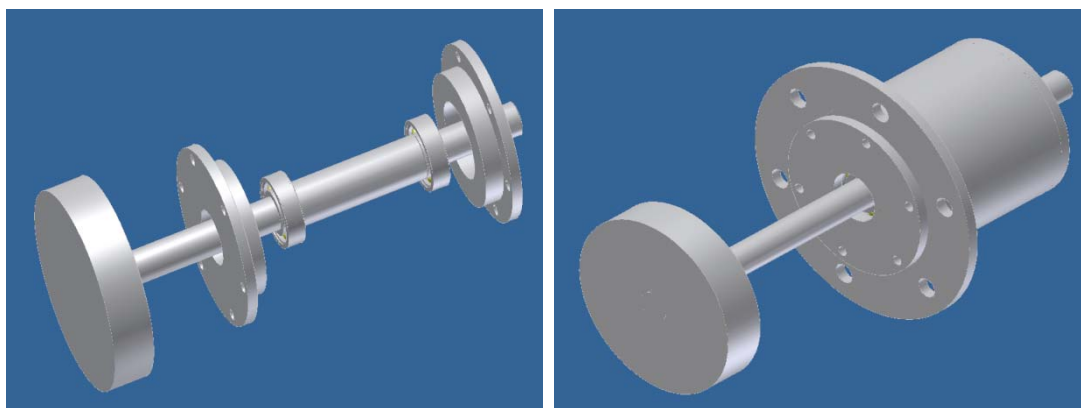


Figura 3 – Vista 3D do sistema de ligação direta

A única diferença que existe nesta configuração, quando comparada com o sistema de engrenagens, são os rolamentos utilizados. Para esta situação de ligação direta, não há a necessidade de se utilizar mancais de rolamentos de contato angular, devido principalmente à ausência de esforços axiais significativos.

A principal limitação da aplicação desta configuração está relacionada com a potência do motor que será utilizado como gerador. Após uma pesquisa das

principais máquinas de corte utilizadas na construção civil, constatou-se que a potência das mesmas é em média igual a 1300W (ver apêndice D). Porém, como pode ser visto em (1), a potência de projeto é de 4400W, tornando inviável a utilização de tais motores.

8. PROBLEMA DA ELEVADA TEMPERATURA NOS MANCAIS

Um dos grandes problemas presentes na concepção deste segundo estágio, independente da configuração que será utilizada, são as elevadas temperaturas presentes nos mancais. A Figura 4 mostra esta região crítica para as duas configurações possíveis do segundo estágio.

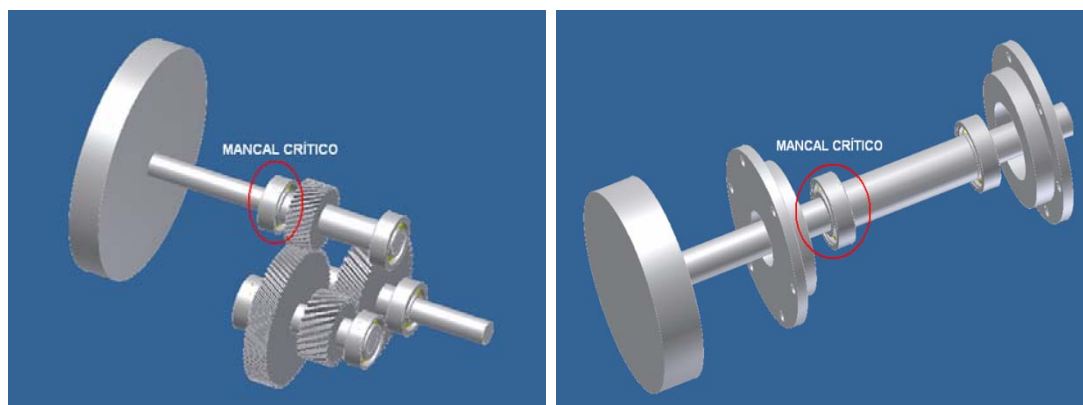


Figura 4 – Identificação dos mancais, para cada configuração do segundo estágio, que estarão dispostos a elevadas temperaturas

Os mancais de rolamentos comumente encontrados no mercado são dimensionados para trabalharem em temperaturas de até 250°C (SKF, 2008). Entretanto, devido ao escoamento de ar com elevadas temperaturas (em média 600°C) que ocorre no início da porção em balanço do rotor do segundo estágio, energia térmica é transmitida ao eixo na forma de convecção, elevando a temperatura do mesmo.

Este aumento de temperatura na extremidade do eixo irá proporcionar a condução térmica ao longo deste, até atingir o primeiro mancal. Desta forma, na condição de regime permanente, o mancal estará sujeito a temperaturas muito elevadas, acima do limite de 250°C.

Para contornar este problema, foram propostas três alternativas:

- Utilização do núcleo de um turbo-compressor automotivo;
- Utilização de um eixo seccionado com material isolante;
- Utilização de um sistema de resfriamento por óleo circulante.

Em todos os casos, tais dispositivos estariam localizados numa posição do eixo anterior ao mancal crítico, impedindo que o aumento de temperatura atinja o mesmo. Maiores detalhes sobre cada uma destas propostas serão discutidos a seguir.

8.1. Utilização do Núcleo de um Turbo-Compressor Automotivo

Os turbos-compressores automotivos possuem um sistema interno de mancais hidrodinâmicos que são responsáveis por suportar as altas rotações e temperaturas presentes nas condições típicas de operação do rotor deste dispositivo.

Desta forma, a idéia básica seria a utilização deste sistema de mancais hidrodinâmicos, que suportam altas temperaturas e rotações, para compor o início do segundo estágio e impedir que as altas temperaturas atinjam o primeiro mancal de rolamentos. Em outras palavras, este sistema de mancais hidrodinâmicos iria funcionar como um dissipador de calor, interrompendo a condução de calor natural no eixo.

No caso da eventual utilização desta alternativa, todo o sistema de mancais que compõe o núcleo de um turbo-compressor seria obtido direto do fabricante (BorgWarner), não havendo a necessidade de nenhum tipo de desmonte.

A principal dificuldade de utilizar este sistema é que se trata de uma adaptação. Desta forma, diversos problemas de vedação e montagem podem vir a ocorrer, tornando o projeto inviável.

8.2. Utilização do Eixo Seccionado

Outra alternativa para impedir que altas temperaturas atinjam o primeiro mancal de rolamentos do segundo estágio é utilizar um eixo seccionado com um material isolante. Neste caso, a parcela em balanço do eixo seria dividida em duas partes. Entre estas partes colocar-se-ia um isolante térmico, cuja função é dissipar o calor proveniente do eixo e impedir a continuidade do processo de condução. As duas partes do eixo seriam unidas por um sistema de flanges.

Para melhor visualizar esta alternativa, considere Figura 5, relativa ao eixo principal do segundo estágio.

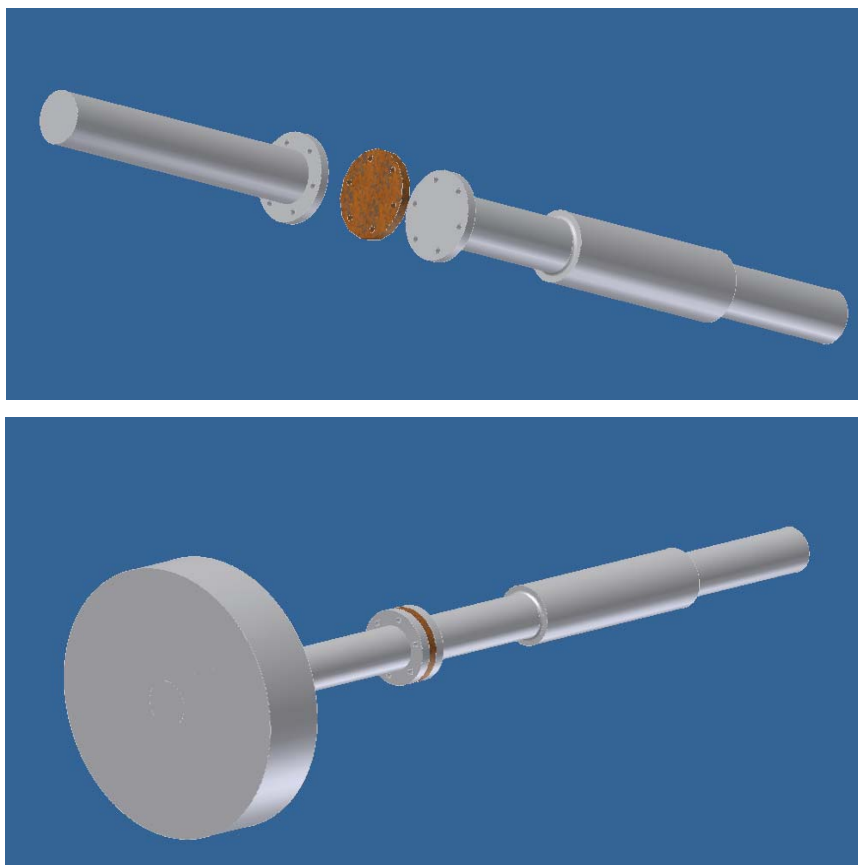


Figura 5 – Vista 3D do sistema de isolamento do eixo seccionado

A utilização do eixo seccionado aumentaria significativamente o desbalanceamento do sistema, tornando o processo de balanceamento mais complexo.

8.3. Utilização de um Sistema de Resfriamento por Óleo Circulante

A última alternativa viável encontrada para impedir que altas temperaturas atinjam o primeiro rolamento do segundo estágio, foi a de se utilizar uma espécie de câmara de resfriamento localizada antes do rolamento crítico. Esta câmara de resfriamento seria constituída de um pequeno tubo com extremidades fechadas, com o eixo principal do segundo estágio passando no seu interior. Dentro

deste tubo haveria um fluxo contínuo de óleo, mantido por uma bomba, que retiraria o calor do eixo.

A principal dificuldade da implementação desta alternativa é a vedação das extremidades desta câmara de resfriamento. Uma solução encontrada foi a utilização de um selo mecânico específico resistente a altas velocidades e temperaturas. Após uma pesquisa com os diversos fabricantes e distribuidores de selos mecânicos, optou-se pela utilização do selo tipo IT9M, da empresa Inpacom (INPACOM, 2008).

A Figura 6 mostra uma representação do selo mecânico que será utilizado.



Figura 6 – Representação do selo IT9M, da empresa Inpacom

9. DEFINIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO FINAL DO SEGUNDO ESTÁGIO

A partir do que foi exposto nos capítulos 4 e 8, definiu-se uma configuração final para o segundo estágio.

Dentre as possibilidades de se utilizar o sistema de engrenagens ou a ligação direta, optou-se pela primeira. O fator preponderante, neste caso, foi a limitação na potência dos motores de alta rotação encontrados no mercado, inviabilizando assim a segunda alternativa.

Com relação ao problema da elevada temperatura no primeiro mancal de rolamentos do segundo estágio, optou-se em utilizar o sistema com resfriamento por óleo circulante. Neste caso, os possíveis problemas de vedação, montagem e desbalanceamento excessivo inviabilizaram as demais alternativas.

De acordo com as definições apresentadas acima, todo o sistema do segundo estágio pode ser dividido em 7 subsistemas: base do sistema do segundo estágio; caixa do sistema de redução; engrenagens, eixos e rolamentos; rotor da turbina de potência; estator e suporte do estator; câmara de resfriamento; transição. Todos os desenhos referentes a tais subsistemas foram construídos em CAD-3D e podem ser vistos nas figuras a seguir.

9.1. Base do Sistema do Segundo Estágio

A Figura 7 permite visualizar o desenho desenvolvido da base do sistema do segundo estágio.

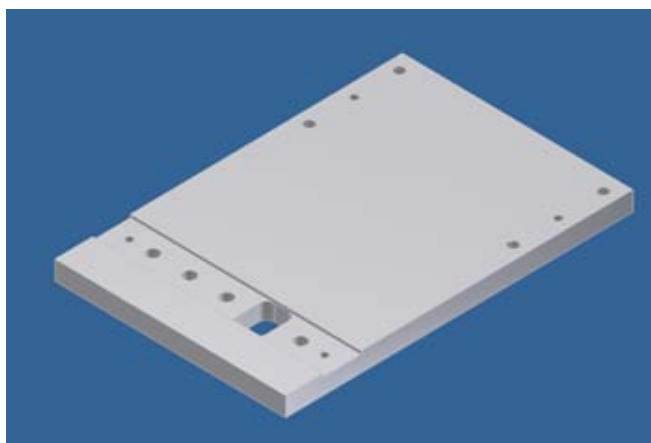


Figura 7 – Base do sistema do segundo estágio

9.2. Caixa do Sistema de Redução

A Figura 8 permite visualizar o desenho desenvolvido da caixa do sistema de redução. Todas as dimensões foram baseadas nas dimensões dos eixos e engrenagens de redução.

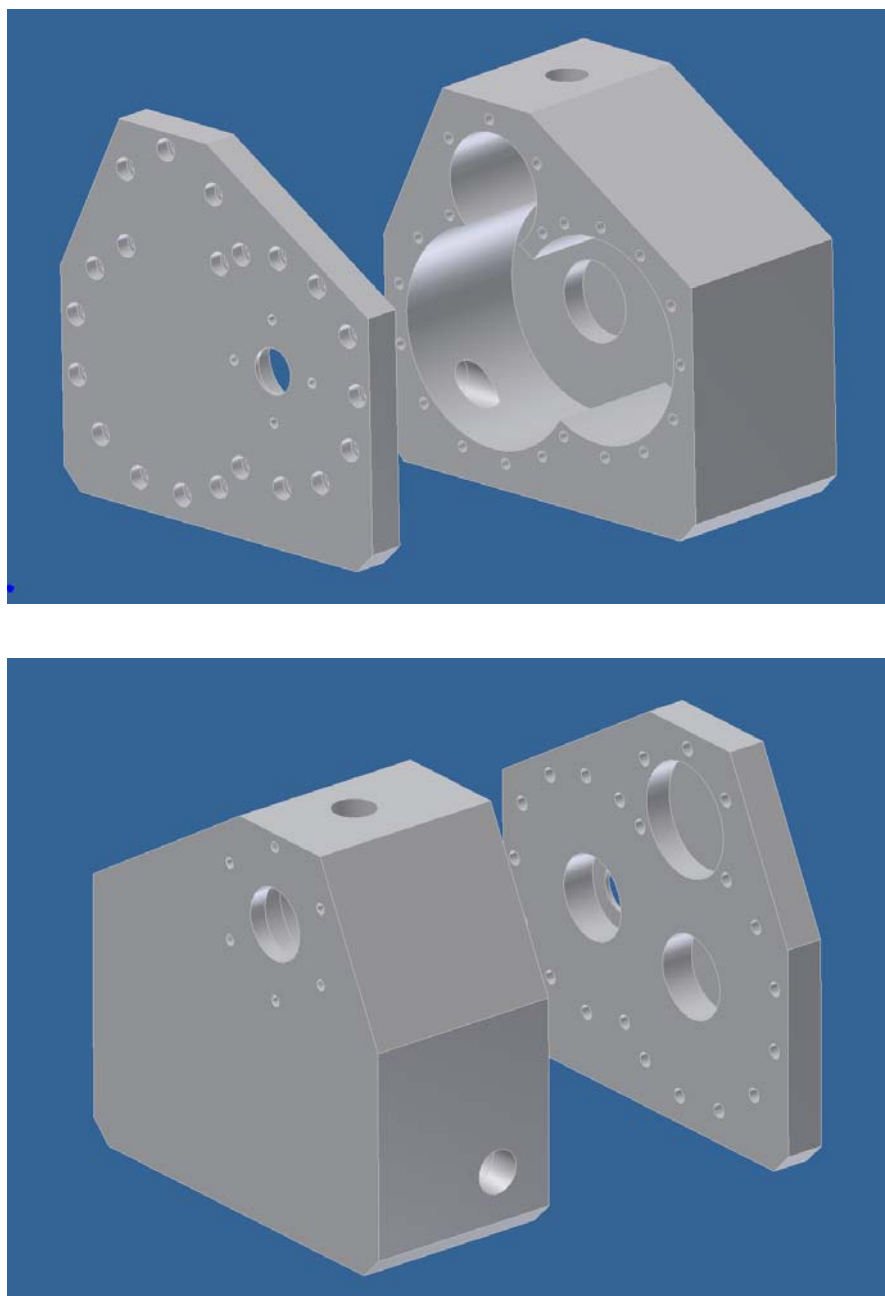


Figura 8 – Caixa do sistema de redução

9.3. Engrenagens, Eixos e Mancais do Sistema de Redução

A Figura 9 permite visualizar os desenhos desenvolvidos das engrenagens, eixos e mancais do sistema de redução. O dimensionamento dos componentes deste subsistema foi apresentado no capítulo 4.

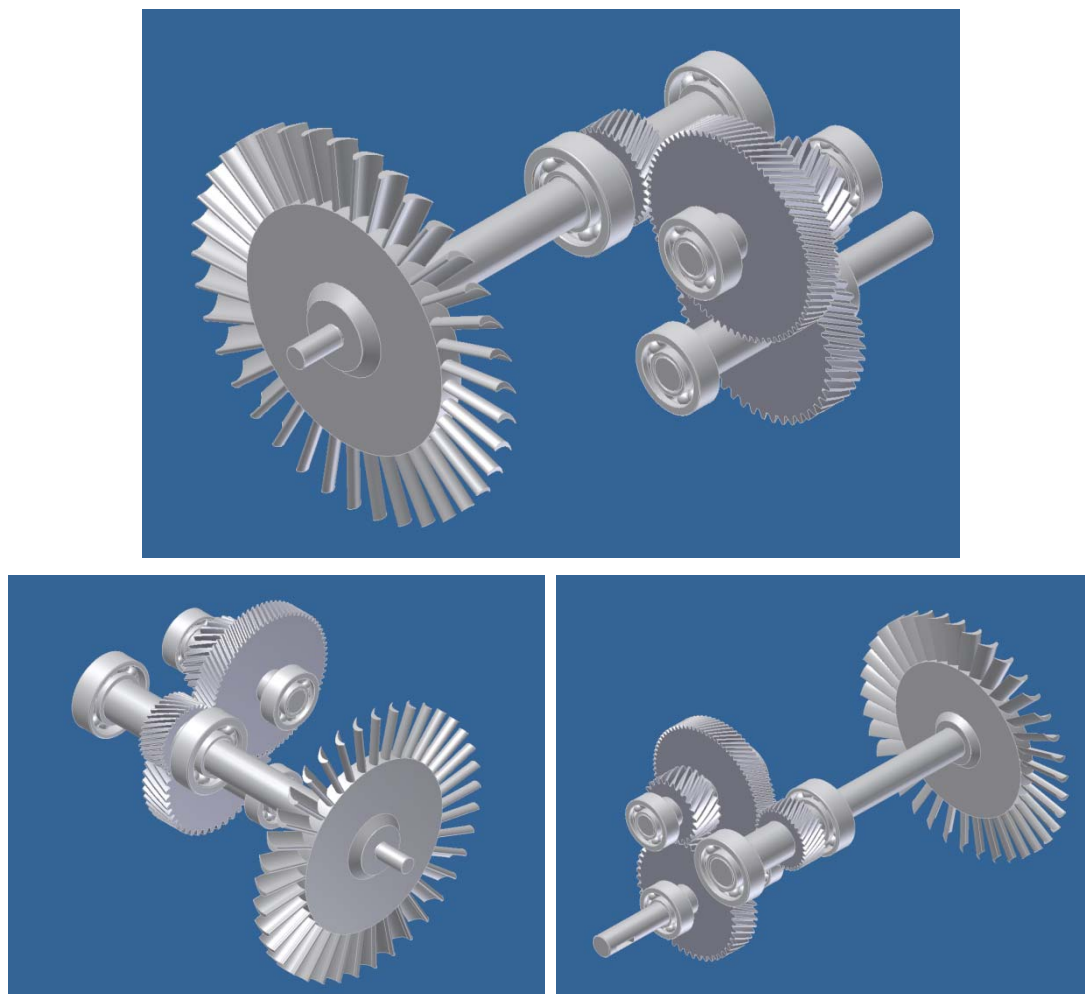


Figura 9 – Engrenagens, eixos e mancais do sistema de redução

9.4. Rotor da Turbina de Potência

A Figura 10 permite visualizar o desenho desenvolvido do rotor da turbina de potência.

O dimensionamento deste rotor foi realizado por outro membro da equipe envolvido no projeto desta turbina de potência (SOUZA, 2008).

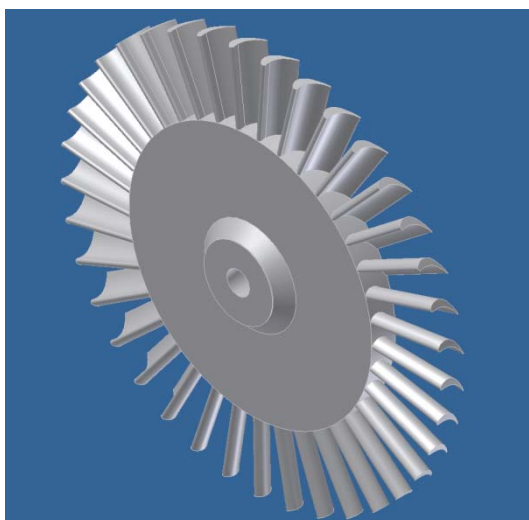


Figura 10 – Rotor da turbina de potência

9.5. Estator e Suporte do Estator

A Figura 11 permite visualizar os desenhos desenvolvidos do estator e do suporte do estator necessários para o funcionamento da turbina de potência.

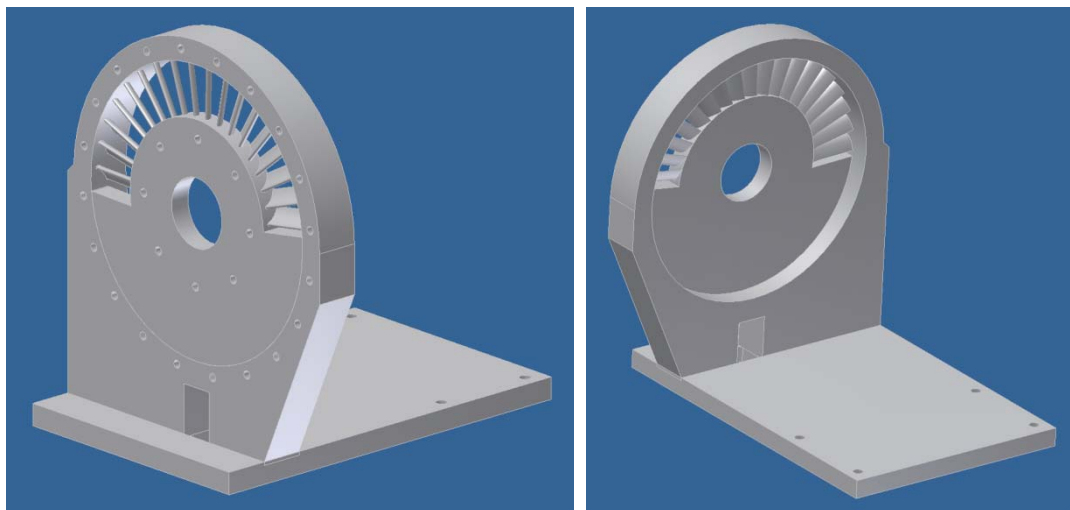


Figura 11 – Estator e suporte do estator da turbina de potência

Assim como no caso da caixa do sistema de redução, nenhum dimensionamento específico foi utilizado para a construção deste subsistema, pois todas as dimensões utilizadas foram baseadas na geometria do rotor da turbina de potência.

9.6. Câmara de Resfriamento

A Figura 12 permite visualizar o desenho desenvolvido da câmara de resfriamento que será utilizada para amenizar o problema das altas temperaturas no primeiro mancal de rolamentos do sistema de redução. O dimensionamento desta câmara foi baseado nas dimensões do selo mecânico que será utilizado para a vedação (INPACOM, 2008).

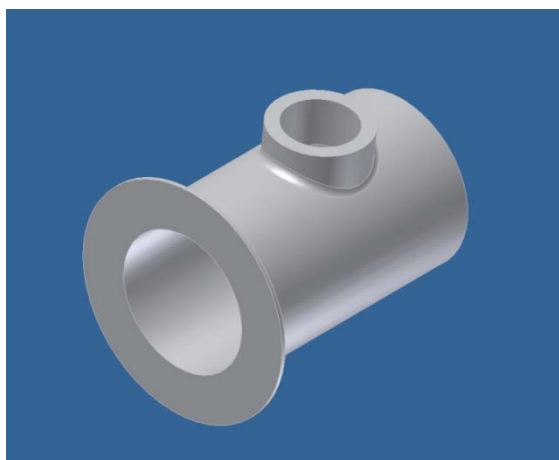


Figura 12 – Câmara de resfriamento

9.7. Transição

A Figura 13 permite visualizar o desenho desenvolvido do componente que será responsável pela transição dos gases entre a turbina de geração de gás do turbo-compressor e a turbina de potência (segundo estágio).

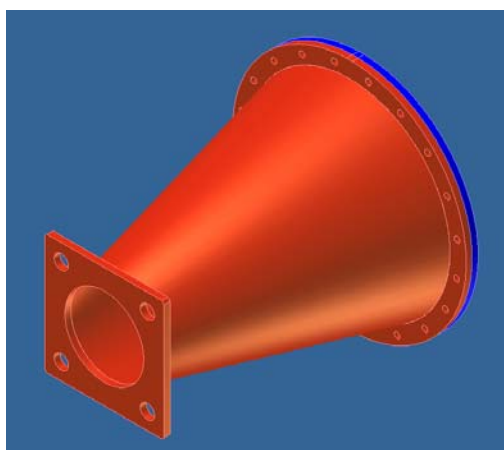


Figura 13 – Transição entre a turbina de geração de gás e a turbina de potência

9.8. Montagem Final da Turbina de Potência

A Figura 14 permite visualizar o desenho da montagem final do sistema completo da turbina de potência. Tal montagem constitui um *assembly* de todos os subsistemas apresentados nos itens 9.1 – 9.7.

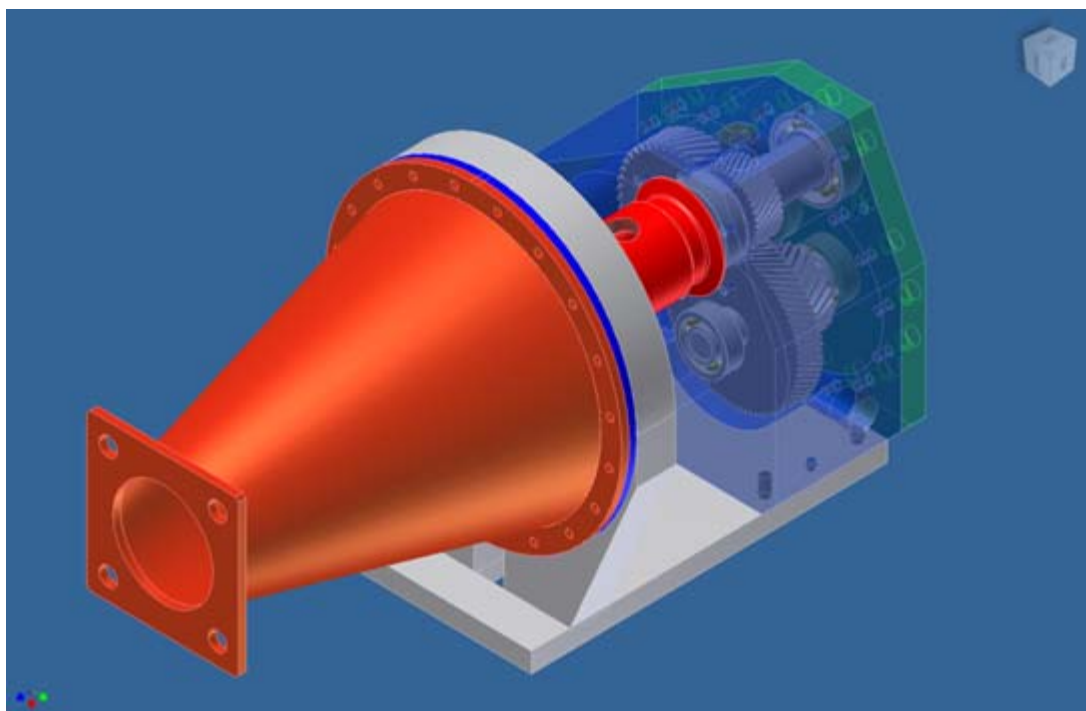


Figura 14 - Montagem final da turbina de potência

Os desenhos de fabricação de cada um destes subsistemas podem ser vistos no apêndice G. Estes desenhos são muito importantes, pois serão utilizados para a usinagem de todos os componentes necessários para a construção do sistema da turbina de potência completo.

Como o objetivo deste projeto é o de construir efetivamente todo o sistema da turbina de potência, foram realizados alguns orçamentos para a fabricação dos componentes apresentados acima. No apêndice E há uma cópia do orçamento da ferramentaria que irá usinar as peças 9.1-9.3 e 9.5.

PARTE II – ANÁLISES ESTRUTURAIS DO SEGUNDO ESTÁGIO

Antes de iniciar as análises estruturais estáticas e dinâmicas do sistema rotativo principal do segundo estágio, é importante definir exatamente quais os componentes que compõem tal sistema. Este sistema rotativo é composto pelo eixo de entrada do sistema de redução, que é apoiado em dois mancais de rolamentos, e pelo disco de palhetas (rotor) onde os fenômenos de transformação de energia térmica em mecânica ocorrem. Este disco, por sua vez, é acoplado em uma das extremidades do eixo, proporcionando assim uma configuração de rotor em balanço. Outro elemento que também está presente é o pinhão do primeiro par de engrenagens. A Figura 15 ilustra este sistema.

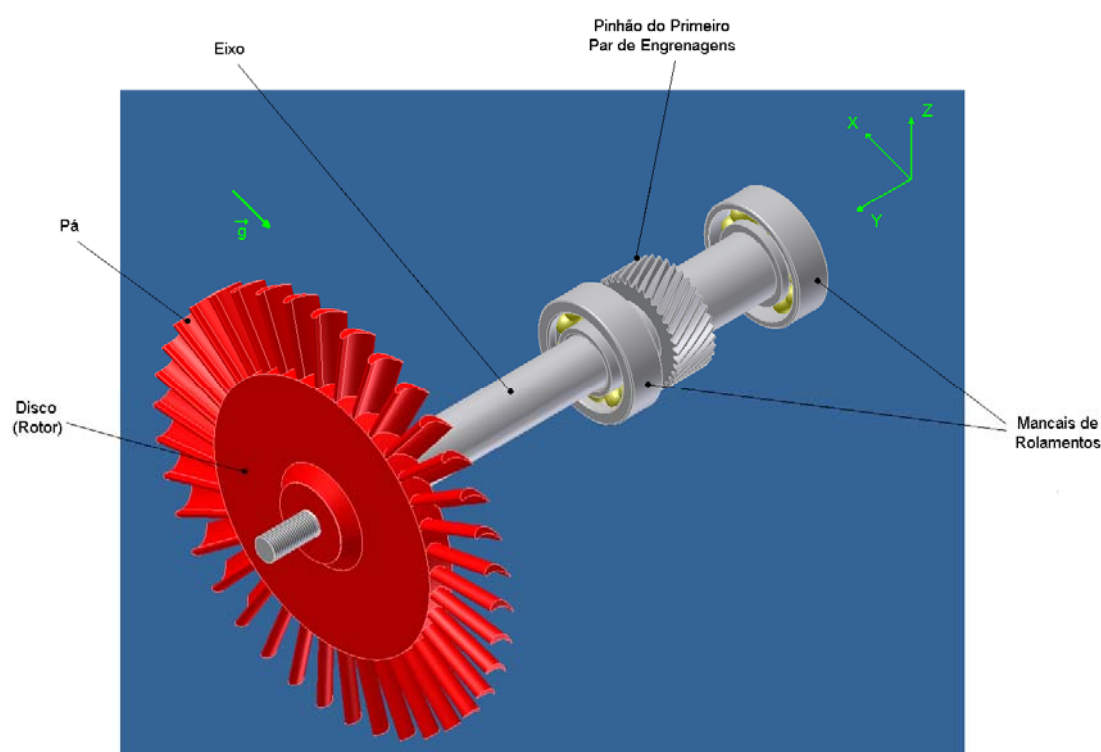


Figura 15- Sistema rotativo principal do segundo estágio

10. ANÁLISE ESTRUTURAL DO ROTOR DO SEGUNDO ESTÁGIO

A análise estrutural do rotor do segundo estágio da microturbina é muito importante para a determinação da folga necessária que deve haver entre o rotor e o estator do sistema. Desta forma, a deformação radial total do rotor devido aos esforços de inércia, dilatação térmica e fluência é o principal parâmetro que deve ser avaliado.

Para a realização de tais análises, o rotor foi dividido em duas partes: disco principal e pás. Neste caso, analisou-se o que ocorre em cada uma dessas partes e em seguida utilizou-se o princípio da sobreposição de efeitos.

Inicialmente, irá se considerar que apenas os esforços de inércia e a dilatação térmica atuam no rotor. Os efeitos devido à fluência, portanto, serão analisados separadamente mais adiante.

10.1. Análise Estrutural do Disco do Rotor

A análise estrutural do disco do rotor do segundo estágio será realizada utilizando duas abordagens: analítica e MEF.

10.1.1. Modelo Analítico para a Dilatação Térmica no Disco

Para uma análise preliminar dos efeitos da dilatação térmica no disco do rotor, foi desenvolvido um modelo analítico simplificado. Neste modelo, assumiu-se inicialmente que:

$$\begin{aligned} A_f &= \pi \cdot R_f^2 \\ A_f &= \pi \cdot (R_0 + \Delta R)^2 = \pi \cdot (R_0^2 + 2 \cdot R_0 \cdot \Delta R + \Delta R^2) \end{aligned} \quad (10)$$

Assumindo como hipótese que a dilatação na direção radial é dada por:

$$\Delta R = R_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (11)$$

onde α é o coeficiente de dilatação térmica linear e ΔT é a diferença entre a temperatura de operação do disco e uma temperatura de referência, tem-se:

$$\begin{aligned}
 A_f &= \underbrace{\pi \cdot R_0^2}_{=A_0} + 2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \Delta R + \pi \cdot \Delta R^2 \\
 A_f &= A_0 + 2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot (R_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T) + \pi \cdot (R_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T)^2 \\
 A_f &= A_0 + 2 \cdot \underbrace{\pi \cdot R_0^2}_{=A_0} \cdot \alpha \cdot \Delta T + \underbrace{\pi \cdot R_0^2}_{=A_0} \cdot \alpha^2 \cdot \Delta T^2 \\
 A_f &= A_0 + 2 \cdot A_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T + A_0 \cdot \alpha^2 \cdot \Delta T^2 \\
 A_f &= A_0 \cdot (1 + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta T + \alpha^2 \cdot \Delta T^2)
 \end{aligned} \tag{12}$$

Escrevendo a equação (12) em função da variação do raio do disco, tem-se:

$$\begin{aligned}
 \pi \cdot R_f^2 &= \pi \cdot R_0^2 \cdot (1 + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta T + \alpha^2 \cdot \Delta T^2) \\
 R_f^2 &= R_0^2 \cdot (1 + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta T + \alpha^2 \cdot \Delta T^2) \\
 (R_0 + \Delta R)^2 &= R_0^2 \cdot (1 + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta T + \alpha^2 \cdot \Delta T^2) \\
 R_0 + \Delta R &= R_0 \cdot \sqrt{(1 + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta T + \alpha^2 \cdot \Delta T^2)} \\
 \Delta R &= R_0 \cdot \left\{ \sqrt{(1 + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta T + \alpha^2 \cdot \Delta T^2)} - 1 \right\}
 \end{aligned} \tag{13}$$

Calculando a equação (13), obtém-se o seguinte resultado para a variação do raio do disco do rotor devido à dilatação térmica:

$$\begin{cases} R_0 = 53mm \\ \alpha = 1.7 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} \\ \Delta T = 500 - 22 = 478^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \Delta R = 430.68 \mu m \tag{14}$$

10.1.2. Modelo em Elementos Finitos do Disco

Para analisar, a partir do MEF, os efeitos das forças de inércia e dilatação térmica que atuam no disco, utilizou-se o software ANSYS Workbench. A Figura 16 mostra o modelo e a malha utilizada para tal análise.

As massas concentradas que se distribuem radialmente em torno do disco correspondem às pás do rotor.

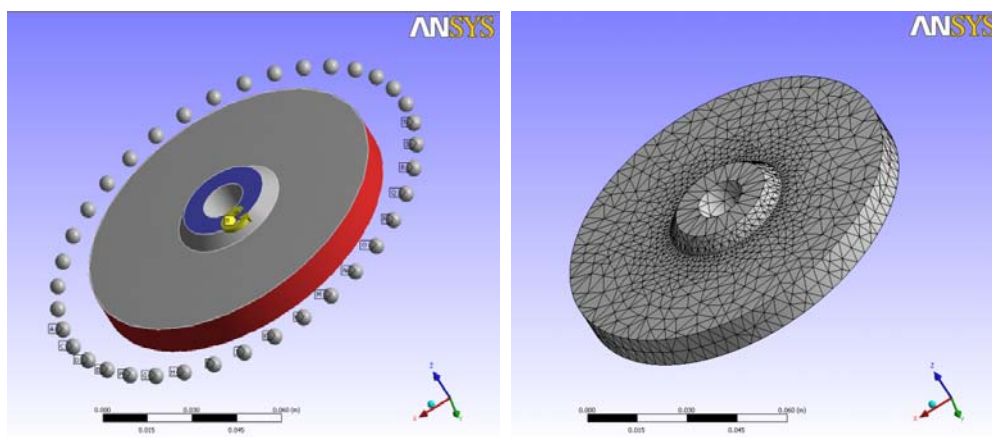


Figura 16 – Modelo do disco do rotor e malha utilizada para a análise com MEF

Para estimar de forma mais adequada o gradiente de temperaturas no disco do rotor, foi realizada uma simulação da condução térmica existente. Neste caso, admitiu-se que as temperaturas no centro e na extremidade do disco fossem de aproximadamente 100°C e 700°C, respectivamente. Os resultados obtidos podem ser vistos na figura 15.

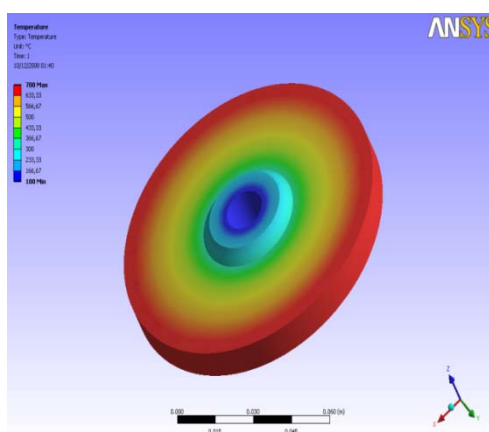


Figura 17 – Resultados da simulação com MEF para a condução térmica no disco do rotor.

Em seguida, a partir dos resultados do gradiente de temperaturas obtido, realizou-se a análise estrutural propriamente dita. A Tabela 6 resume os parâmetros principais desta simulação.

Tabela 6 – Parâmetros principais para a simulação do disco do rotor com MEF

PARÂMETROS GERAIS	CONDIÇÕES DE CONTORNO	CARREGAMENTOS
Massa do Disco: 0.982 kg Massa de cada Pá: 0.006 kg Temperatura: gradiente da Figura 17	Engaste no centro do disco	Carregamento devido à inércia de rotação (1570.80 rad/s)

O resultado obtido, em termos de deformação, pode ser vistos na Figura 18.

A análise modal do disco também foi realizada, em que se verificaram valores elevados para as frequências naturais. A Figura 19 mostra os modos de vibração relacionados com as seis primeiras frequências.

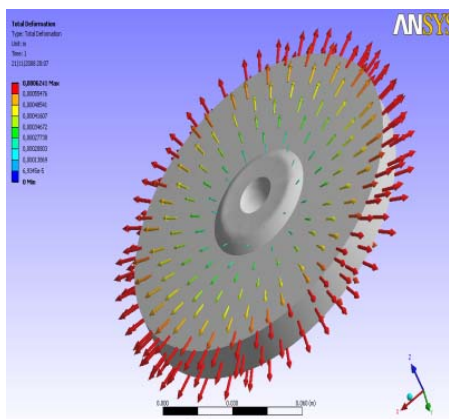


Figura 18 – Resultados da simulação com MEF para a deformação do disco do rotor.

10.2. Análise Estrutural da Pá do Rotor

Semelhante ao que foi realizado no item 10.1, a análise estrutural de uma pá do rotor do segundo estágio será realizada utilizando a abordagem analítica e com MEF.

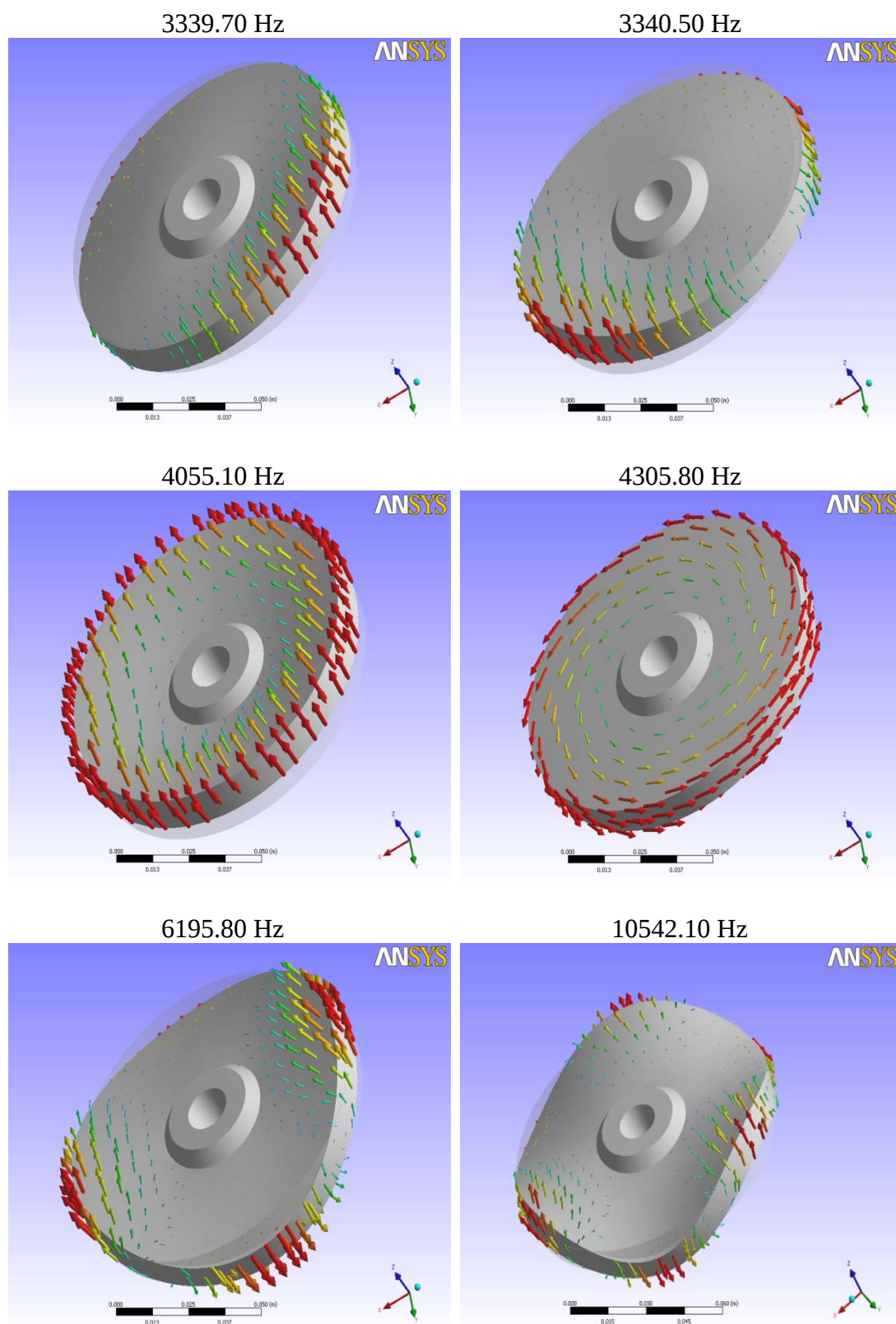


Figura 19 – Resultados da simulação com MEF do disco do rotor. Modos de vibração relacionados com as seis primeiras frequências naturais

10.2.1. Modelo Analítico para a Dilatação Térmica na Pá

O estudo analítico da dilatação térmica na pá do rotor foi realizado de forma semelhante ao item 10.1.1. Neste caso, a pá foi modelada como sendo uma barra engastada no próprio disco do rotor. Logo:

$$\Delta L = L_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (15)$$

Calculando a equação (15), obtém-se o seguinte resultado para a variação do comprimento radial de uma pá do rotor devido à dilatação térmica:

$$\begin{cases} L_0 = 30mm \\ \alpha = 1.7 \cdot 10^{-5} C^{-1} \\ \Delta T = 700 - 22 = 678^\circ C \end{cases} \rightarrow \Delta L = 345.78 \mu m \quad (16)$$

10.2.2. Modelo Analítico para os Esforços de Inércia na Pá

Para a análise dos esforços de inércia que atuam na pá do rotor, foi desenvolvido um modelo analítico em que novamente admitiu-se a pá como sendo uma barra engastada no disco do rotor (ver Figura 20).

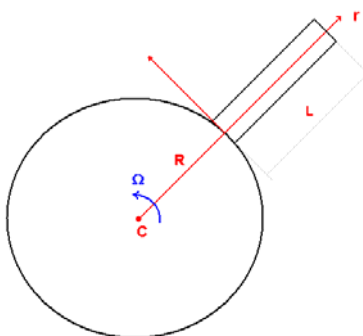


Figura 20 – Esquema para a modelagem das forças de inércia na pá do rotor

Aplicando as equações de equilíbrio a um elemento diferencial da pá, obtém-se:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \rho \cdot \Omega^2 \cdot (R + r) = 0 \quad (17)$$

Onde ρ é a massa específica do material da pá e Ω é a rotação do rotor no regime permanente.

Admitindo como relação constitutiva aquela convencionalmente utilizada na Teoria da Elasticidade, tem-se:

$$\begin{cases} \sigma_r = E \cdot \varepsilon_r \\ \varepsilon_r = \frac{du_r}{dr} \end{cases} \rightarrow \sigma_r = E \cdot \frac{du_r}{dr} \quad (18)$$

Substituindo (18) em (16) e admitindo o módulo de elasticidade constante, tem-se finalmente a equação diferencial que modela a deformação da pá devido aos esforços de inércia:

$$\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{\rho \cdot \Omega^2}{E} \cdot (R + r) = 0 \quad (19)$$

Para a solução da equação (19), consideraram-se as seguintes condições de contorno:

$$\begin{aligned} E \cdot A \cdot \frac{\partial u_r}{\partial r} \Big|_{r=L} &= 0 \\ u_r(0) &= 0 \end{aligned} \quad (20)$$

Resolvendo (19) a partir de (20), obtêm-se os seguintes resultados para os campos de tensões e deformações da pá:

$$\begin{aligned} u_r(r) &= \frac{\rho \cdot \Omega^2}{6 \cdot E} \cdot \left\{ -r^3 - 3 \cdot R \cdot r^2 + (3L^2 + 6 \cdot L \cdot R) \cdot r \right\} \\ \sigma_r(r) &= \frac{\rho \cdot \Omega^2}{2} \cdot (L - r) \cdot (L + r + 2 \cdot R) \end{aligned} \quad (21)$$

O deslocamento na extremidade da pá e a tensão na posição de engaste com o disco são obtidos facilmente, como pode ser observado em (22). Logo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = 7750 \text{ kg} / \text{m}^3 \\ E = 193 \text{ GPa} \\ L = 30 \text{ mm} \\ R = 53 \text{ mm} \\ \Omega = 1570 \text{ rad} / \text{s} \text{ (15000 rpm)} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} u^{\max} = u_r(L) = \frac{\rho \cdot \Omega^2 \cdot L^2}{6 \cdot E} \cdot (2 \cdot L + 3 \cdot R) \\ \sigma^{\max} = \sigma_r(0) = \rho \cdot \Omega^2 \cdot L \cdot \left(R + \frac{L}{2} \right) \\ u^{\max} = 3.55 \mu\text{m} \\ \sigma^{\max} = 39.01 \text{ MPa} \end{array} \right. \quad (22)$$

10.2.3. Modelo Analítico do Creep na Pá

O creep é um fenômeno cujos efeitos são mais significativos em sistemas que operam em elevadas temperaturas. Como as temperaturas nas pás do rotor do segundo estágio atingem valores de até 700°C, torna-se necessário a realização de uma análise mais apurada deste fenômeno.

De uma forma geral, o creep tende a modificar o comportamento de um dado material que se encontra em altas temperaturas. Desta forma, as considerações deste fenômeno devem ser feitas nas equações constitutivas que correlacionam os estados de tensão e deformação do respectivo material.

Para metais em temperaturas relativamente baixas (até 300°C), o estado de deformação é função apenas do estado de tensão que atua sobre o mesmo – $\varepsilon = \varepsilon(\sigma)$. Neste caso, quando um dado material metálico é carregado, instantaneamente ocorrerá uma deformação que permanecerá constante até que o carregamento seja retirado.

Já em temperaturas elevadas (creep), o estado de deformação passa a ser função não somente das tensões, mas também da temperatura e do tempo – $\varepsilon = \varepsilon(\sigma, T, t)$. Desta forma, mesmo que um dado carregamento permaneça

constante, as deformações tendem a variar com o tempo. Para maiores detalhes, observar Figura 21.

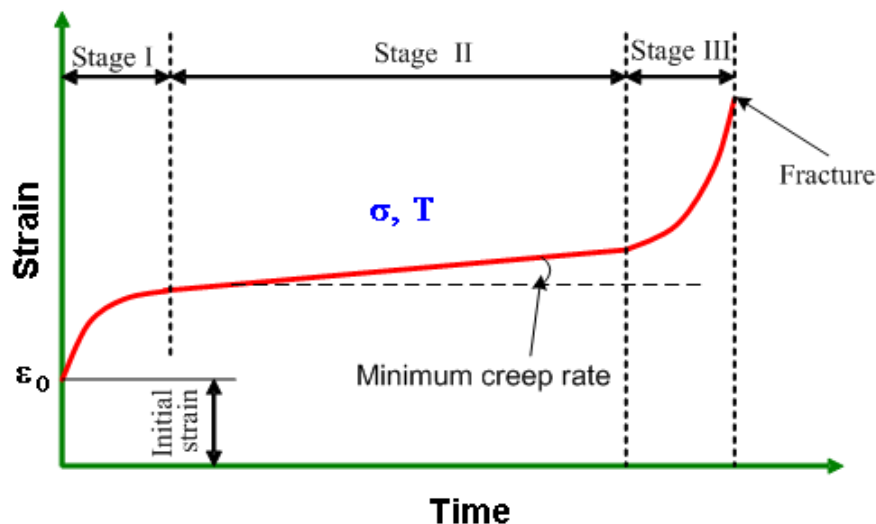


Figura 21 - Comportamento do creep

De acordo com a Figura 21, o fenômeno do creep pode ser dividido em 4 partes:

- 1) **Deformação elástica instantânea (initial strain):** após a aplicação de um dado carregamento (menor que o limite elástico), instantaneamente o material é deformado a uma razão ϵ_0 , correspondendo aproximadamente à deformação elástica que o material possuiria em baixas temperaturas e na ausência do efeito do creep.
- 2) **Creep Primário (stage I):** é caracterizado por uma deformação plástica relativamente rápida. Durante este estágio, a resistência ao creep aumenta, proporcionando assim uma diminuição na taxa de deformação.
- 3) **Creep Secundário (stage II):** é caracterizado por uma taxa de deformação constante e relativamente baixa (minimum creep rate). Esta taxa de deformação depende tanto do carregamento aplicado quanto da temperatura, e é geralmente utilizada para os cálculos de engenharia.
- 4) **Creep Terciário (stage III):** está associado com a aceleração da taxa de deformação causada pela diminuição da área da seção transversal do corpo de prova. Este estágio é finalizado com a ruptura do mesmo (fracture).

O principal modelo utilizado para descrever o comportamento do creep secundário admite que o carregamento e a temperatura sejam constantes no tempo. Desta forma, a deformação total do material é dada da seguinte forma (HULT, 1966):

$$\varepsilon_r = \varepsilon_i(\sigma_r, T) + t \cdot \bar{\varepsilon}_c(\sigma_r, T) \quad (23)$$

onde, para baixas tensões, a deformação instantânea $\varepsilon_i(\sigma, T)$ e a taxa de deformação do creep $\bar{\varepsilon}_c(\sigma, T)$ são governadas por:

$$\begin{cases} \varepsilon_i(\sigma_r, T) \approx \frac{\sigma_r}{E(T)} \\ \bar{\varepsilon}_c(\sigma_r, T) \approx \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{n9}(T)} \right)^{n(T)} \cdot 10^{-9} \end{cases} \quad (24)$$

Os valores de $n(T)$ (expoente do creep), $\sigma_{n9}(T)$ (tensão de referência do creep) e $E(T)$ (módulo de elasticidade) são funções da temperatura. Substituindo (24) em (23), tem-se:

$$\varepsilon_r(\sigma_r, T, t) = \frac{\sigma_r}{E(T)} + \left[\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{n9}(T)} \right)^{n(T)} \cdot 10^{-9} \right] \cdot t \quad (25)$$

Para o material da pá (aço inoxidável 304), os valores das constantes acima para a temperatura de 600°C, são:

$$\begin{cases} E(600) = 147 \text{ GPa} \\ \sigma_{n9}(T) = 97.8 \text{ MPa} \\ n(600) = 4.5 \end{cases} \quad (26)$$

O campo de tensões que atuam na pá devido aos esforços de inércia já foi obtido em (21). Substituindo (21) e (26) em (25), tem-se:

$$\varepsilon_r(r, t) = 0.000265103 - 0.00688747 \cdot r - 0.0649761 \cdot r^2 + 0.899072 \cdot [-(-0.03 + r) \cdot (0.136 + r)]^{4.5} \cdot t \quad (27)$$

O deslocamento na extremidade da pá é obtido da seguinte forma:

$$\begin{cases} \varepsilon_r = \frac{du_r}{dr} \\ u^{\max}(r, t) = u_r(L, t) = \int_0^L \varepsilon_r(r) \cdot dr \end{cases} \rightarrow u^{\max}(t) = 4.26893 \cdot 10^{-6} + 1.01535 \cdot 10^{-13} \cdot t \quad (28)$$

A Figura 22 mostra um gráfico comparativo deste deslocamento na presença e na ausência do creep.

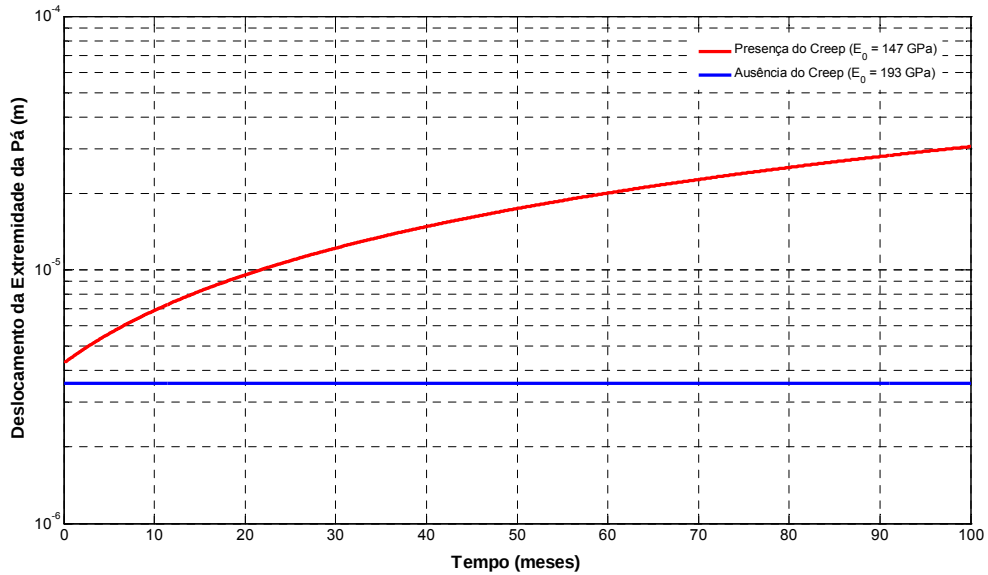


Figura 22 – Gráfico comparativo do deslocamento total da extremidade da pá. Vermelho: presença do creep e Azul: ausência do creep

A diferença da deformação inicial nos dois casos visíveis na Figura 22 deve-se aos diferentes valores de módulo de elasticidade utilizados. Para a situação em que o creep não foi considerado, utilizou-se o módulo de elasticidade

convencional do aço inoxidável 304 a temperatura ambiente ($E = 193 \text{ GPa}$). Já no caso em que se consideraram os efeitos do creep, empregou-se o valor do módulo de elasticidade do mesmo aço à temperatura de 600°C ($E = 147 \text{ GPa}$).

Como critério de dimensionamento para o creep, irá se considerar a deformação da pá após 60 meses (cinco anos). Neste caso, tem-se:

$$u_{\text{creep}}^{\text{max}} = 20.07 \mu\text{m} \quad (29)$$

10.2.4. Modelo em Elementos Finitos da Pá

Assim como realizado com o disco do rotor, utilizou-se o software ANSYS Workbench para a análise em MEF dos efeitos das forças de inércia e dilatação térmica que atuam na pá. A Figura 23 mostra o modelo e a malha utilizada para tal análise.

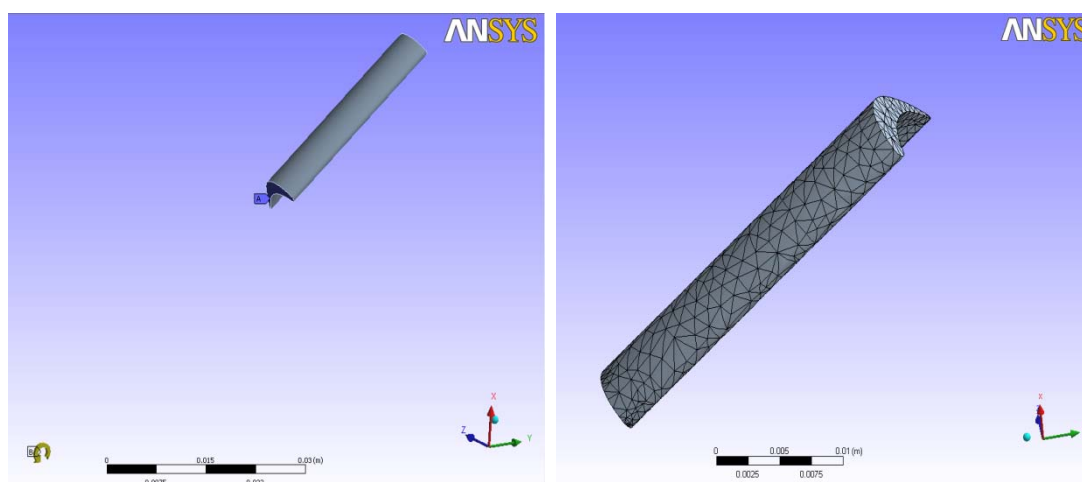


Figura 23 – Modelo da pá do rotor e malha utilizada para a análise com MEF

A Tabela 7 resume os parâmetros principais da simulação. Já o resultado obtido, em termos de deformação, pode ser visto na Figura 24.

A análise modal da pá também foi realizada. A Figura 25 mostra os modos de vibração relacionados com as quatro primeiras frequências.

Tabela 7 – Parâmetros principais para a simulação da pá do rotor com MEF

PARÂMETROS GERAIS	CONDIÇÕES DE CONTO	CARREGAMENTOS
Massa da Pá: 0.006 kg Temperatura: 700°C	Engaste na base da pá	Carregamento devido à inércia de rotação (1570.80 rad/s)

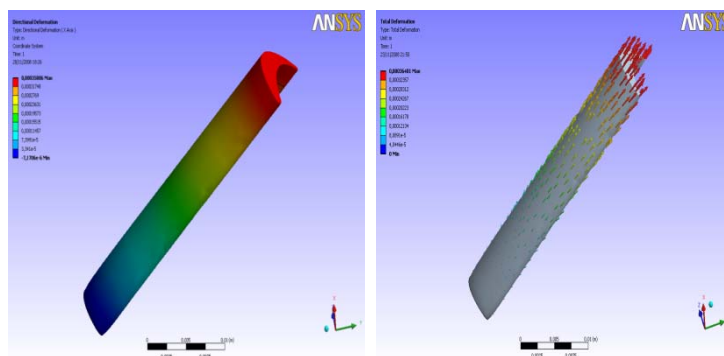


Figura 24 – Resultados da simulação com MEF para a deformação da pá do rotor.

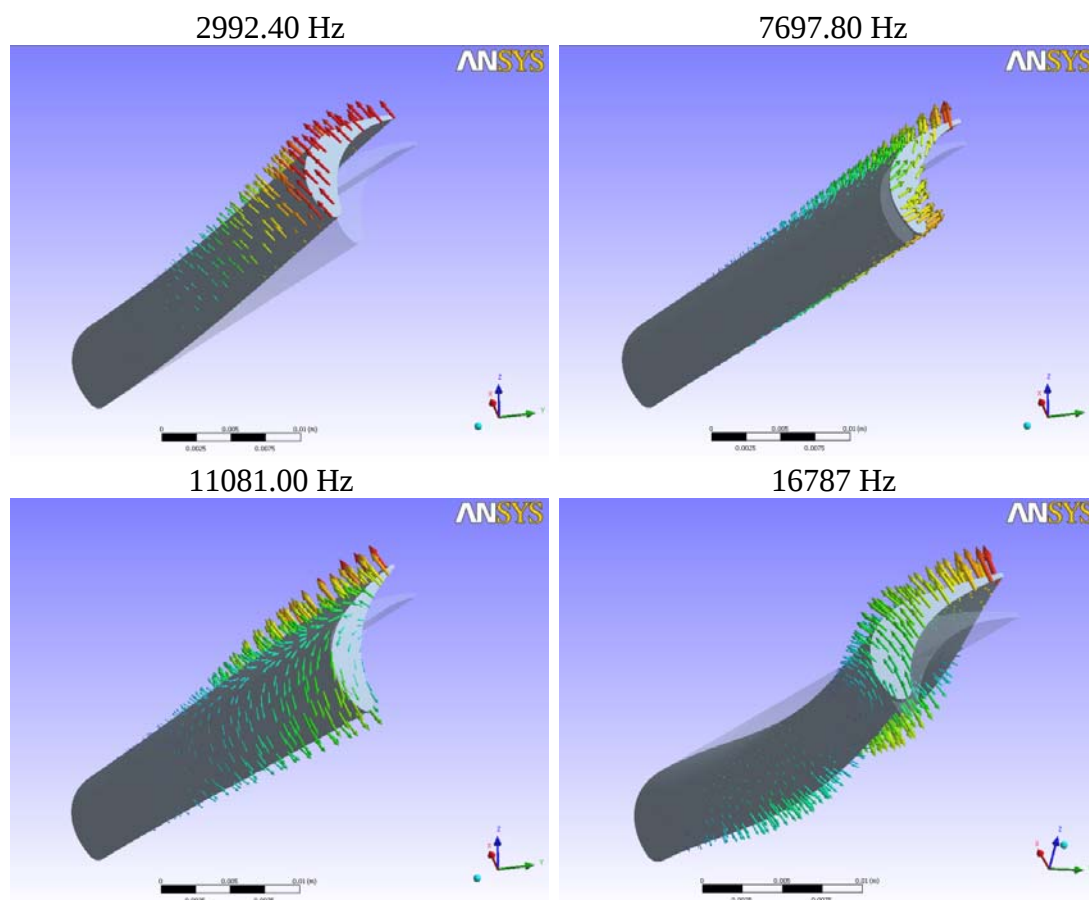


Figura 25 – Resultados da simulação com MEF do disco do rotor. Modos de vibração relacionados com as quatro primeiras frequências naturais

10.3. Resumo dos Resultados Obtidos

A Tabela 8 a seguir resume todos os resultados obtidos relacionados com a análise estrutural do rotor do segundo estágio.

Tabela 8 – Resultados da análise estrutural do rotor do segundo estágio

			DISCO	PÁ
DEFORMAÇÕES RADIAIS (µm)	Analítico	Forças de Inércia (sem Creep)	-----	3.55
		Forças de Inércia (com Creep)	-----	20.07
		Dilatação Térmica	430.68	345.78
		TOTAL (sem Creep)	780.01	
		TOTAL (com Creep)	796.53	
	MEF	Forças de Inércia	2.31	3.26
		Dilatação Térmica	460..36	354.87
		TOTAL	820.80	
FREQÜÊNCIAS NATURAIS (Hz)			3340 3341 4055 4306 6196 10542	2992 7698 11081 16787

Vale destacar a grande proximidade que se verificou entre os resultados analíticos e aqueles obtidos a partir do MEF.

11. ANÁLISE DINÂMICA DO SISTEMA ROTATIVO PRINCIPAL DO SEGUNDO ESTÁGIO

As análises dinâmicas do sistema rotativo principal do segundo estágio serão realizadas de duas formas: a primeira será através de uma abordagem analítica, cujos resultados serão úteis apenas para análises qualitativas; já a segunda abordagem será realizada a partir da utilização de um software de Elementos Finitos, fornecendo assim resultados mais precisos do ponto de vista quantitativo.

11.1. Modelo Analítico do Sistema Rotativo Principal

Uma importante etapa deste projeto concentrou-se basicamente nos estudos dos aspectos teóricos relacionados aos temas de Vibrações Mecânicas e Dinâmica de Rotores. Inicialmente, foi desenvolvido um modelo analítico generalizado para a vibração lateral de rotores suportados por eixos e mancais flexíveis. Neste caso, foram obtidas equações dinâmicas que permitem uma boa análise qualitativa para as velocidades críticas e para as órbitas do rotor no regime permanente.

Após a conclusão do modelo físico do sistema, grande ênfase foi dada para a formulação de um programa que resolvesse as equações dinâmicas provenientes da modelagem.

O programa desenvolvido resolve as equações dinâmicas para o regime permanente de operação do rotor, fornecendo resultados no domínio da frequência e no domínio do tempo.

A partir dos resultados no domínio da frequência é possível estimar as velocidades críticas do rotor, informação esta de grande importância para o projeto, uma vez que o segundo estágio deve operar numa faixa de elevadas rotações (15000 rpm a 20000 rpm).

Já os resultados no domínio do tempo permitem estimar a órbita do disco e das extremidades do eixo que estão em contato com os mancais. Estes resultados são interessantes para conhecer a região que o rotor ocupa no espaço para cada condição de operação.

O modelo matemático mais simples que é comumente utilizado para descrever o comportamento dinâmico de um rotor é aquele apresentado por Jeffcott no início do século XX. Tal modelo consiste na análise de um sistema constituído dos seguintes componentes:

- Dois mancais flexíveis;
- Um eixo flexível, simétrico e contínuo;
- Um disco (rotor) acoplado rigidamente na posição central do eixo.

Neste modelo, considera-se desprezível a inércia do eixo e admite-se que toda a massa do disco esteja concentrada em seu centro de massa. Entretanto, este centro de massa não coincide com o centro geométrico do rotor, devido à excentricidade proveniente do desbalanceamento estático. Este desbalanceamento, por sua vez, é responsável pelo surgimento de uma força centrífuga (no referencial do móvel), que atuará como componente forçante da vibração lateral do rotor.

Um incremento no modelo de Jeffcott é possível à medida que os momentos de inércia do disco são considerados. Nesta situação, os efeitos giroscópios resultantes da conservação do momento angular começam a atuar, proporcionando um aumento no número de graus de liberdade do sistema (rotações). Concomitante a isto, surgirá um novo tipo de desbalanceamento, designado de desbalanceamento dinâmico, cuja origem deve-se a não-simetria do rotor (produtos de inércia não-nulos). Outro acréscimo ao modelo de Jeffcott pode ser realizado considerando-se uma distribuição ponderada da massa do eixo ao longo dos mancais.

Tais melhorias propostas acima foram admitidas no desenvolvimento do modelo analítico que será apresentado a seguir. Já as principais hipóteses assumidas para tal modelamento são:

- 1) Pequenos deslocamentos, de tal forma que os princípios de vibrações lineares em torno da posição de equilíbrio estático sejam válidos;
- 2) Independente da geometria do rotor, o mesmo será sempre modelado como sendo um disco rígido com inércias equivalentes;

- 3) Os termos de desbalanceamento estático e dinâmico do rotor são admitidos como sendo pequenos;
- 4) Como consequência das hipóteses 1 e 3, todos os termos quadráticos ou de ordem superior envolvendo deslocamentos e/ou grandezas de desbalanceamento são desprezíveis;
- 5) Eixo simétrico e com seção constante;
- 6) Massa do eixo concentrada de forma ponderada nos mancais;
- 7) As propriedades de rigidez e amortecimento dos mancais são assumidas como sendo conhecidas (entrada do problema).

Para a obtenção das equações de movimento do rotor, realizaram-se as seguintes etapas:

- 1) Definição dos sistemas de coordenadas e a correlação entre os mesmos através de matrizes de mudança de base.
- 2) Análise cinemática do movimento do disco, obtendo-se assim a aceleração do centro de massa e a rotação do mesmo com relação ao sistema de coordenadas fixo ao referencial inercial.
- 3) Análise dinâmica do movimento do disco (assumido como corpo rígido), a partir da aplicação das Leis de Newton. Neste caso, obtiveram-se as equações do movimento genéricas do disco em função dos esforços externos que atuam no mesmo.

- 4) Análise das forças externas que atuam no disco, em que se consideraram os esforços devido à força peso e as rigidezes/amortecimentos do eixo e mancais.
- 5) Aplicação do princípio da sobreposição de efeitos, onde o deslocamento total do centro geométrico do rotor é igual à soma dos deslocamentos devidos à deformação no eixo e mancais.

Realizadas as cinco etapas descritas acima, chegou-se ao seguinte sistema de equações diferenciais:

$$\begin{aligned}
 [\bar{M}] \cdot \{\ddot{q}\} + [\bar{C}] \cdot \{\dot{q}\} + [\bar{K}] \cdot \{q\} &= \{f\} \\
 [\bar{M}] &= \begin{bmatrix} [M] & [0] \\ [0] & [A1] \cdot [m] \end{bmatrix} \quad [\bar{C}] = \begin{bmatrix} [G] & [0] \\ [0] & [A1] \cdot [Cm] \end{bmatrix} \quad \{q\} = \begin{Bmatrix} q_c \\ q_m \end{Bmatrix} \\
 [\bar{K}] &= \begin{bmatrix} Ke & -[Ke] \cdot [A2] \\ -[Ke] & [A1] \cdot [Km] + [Ke] \cdot [A2] \end{bmatrix} \quad \{f\} = \begin{Bmatrix} \{f_{desb}\} + \{f_{ext}^{peso}\} \\ [A1] \cdot \{P_m\} \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{30}$$

As matrizes que representam a inércia o equacionamento dinâmico do disco são:

$$\begin{aligned}
 [M] &= \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_t \end{bmatrix} \quad [G] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\Omega \cdot J_p \\ 0 & 0 & \Omega \cdot J_p & 0 \end{bmatrix} \quad \{f_{ext}^{peso}\} = \begin{Bmatrix} M \cdot g_x \\ M \cdot g_z \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \\
 \{f_{desb}\} &= \begin{Bmatrix} M \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot \sin(\Omega \cdot t + \alpha) \\ M \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot \cos(\Omega \cdot t + \alpha) \\ [J_t - J_p] \cdot \lambda \cdot \Omega^2 \cdot \sin(\Omega \cdot t) \\ [J_t - J_p] \cdot \lambda \cdot \Omega^2 \cdot \cos(\Omega \cdot t) \end{Bmatrix} \quad \{q_c\} = \begin{Bmatrix} X_c \\ Z_c \\ \theta_x \\ \theta_z \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{31}$$

As propriedades dos mancais são representadas da seguinte forma:

$$\{q_m\} = \begin{Bmatrix} X_A \\ Z_A \\ X_B \\ Z_B \end{Bmatrix} \quad [Cm] = \begin{bmatrix} {}^A c_{xx}^m & {}^A c_{xz}^m & 0 & 0 \\ {}^A c_{zx}^m & {}^A c_{zz}^m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & {}^B c_{xx}^m & {}^B c_{xz}^m \\ 0 & 0 & {}^B c_{zx}^m & {}^B c_{zz}^m \end{bmatrix} \quad (32)$$

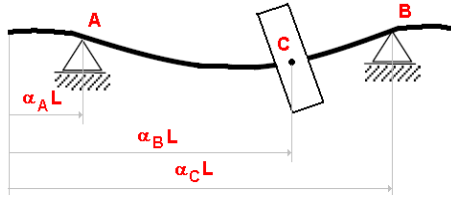
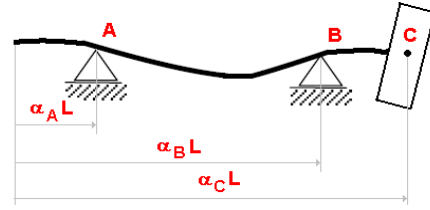
$$[Km] = \begin{bmatrix} {}^A k_{xx}^m & {}^A k_{xz}^m & 0 & 0 \\ {}^A k_{zx}^m & {}^A k_{zz}^m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & {}^B k_{xx}^m & {}^B k_{xz}^m \\ 0 & 0 & {}^B k_{zx}^m & {}^B k_{zz}^m \end{bmatrix}$$

Já as propriedades do eixo são representadas como segue:

$$\{P_m\} = \begin{Bmatrix} m_A \cdot g_X \\ m_A \cdot g_Z \\ m_B \cdot g_X \\ m_B \cdot g_Z \end{Bmatrix} \quad [m] = \begin{bmatrix} m_A & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_B \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$[Ke] = \begin{bmatrix} K_T & 0 & 0 & K_R \\ 0 & K_T & K_R & 0 \\ 0 & K_R & K_T & 0 \\ K_R & 0 & 0 & K_T \end{bmatrix}$$

Os valores presentes nas matrizes de propriedades do eixo dependem da configuração do sistema considerado. Neste caso:

Rotor entre Mancais**Rotor em Balanço**

(34)

$$K_T = \frac{3 \cdot E \cdot I_z}{L^3} \cdot \left[\frac{1}{(\alpha_B - \alpha_C)^3} + \frac{1}{(\alpha_C - \alpha_A)^3} \right]$$

$$K_R = \frac{3 \cdot E \cdot I_z}{L^2} \cdot \left[\frac{1}{(\alpha_A - \alpha_C)^2} - \frac{1}{(\alpha_B - \alpha_C)^2} \right]$$

$$K_T = -\frac{12 \cdot E \cdot I_z}{L^3} \cdot \left[\frac{(\alpha_A + 2 \cdot \alpha_B - 3 \cdot \alpha_C)}{(4 \cdot \alpha_A - \alpha_B - 3 \cdot \alpha_C)(\alpha_B - \alpha_C)^3} \right]$$

$$K_R = \frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} \cdot \left[\frac{(2 \cdot \alpha_A + \alpha_B - 3 \cdot \alpha_C)}{(4 \cdot \alpha_A - \alpha_B - 3 \cdot \alpha_C)(\alpha_B - \alpha_C)^2} \right]$$

Finalmente, as matrizes auxiliares A1 e A2 possuem os seguintes valores:

$$[A1] = \begin{bmatrix} -1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & (\alpha_C - \alpha_A) \cdot L & 0 & (\alpha_C - \alpha_B) \cdot L \\ (\alpha_A - \alpha_C) \cdot L & 0 & (\alpha_B - \alpha_C) \cdot L & 0 \end{bmatrix}$$

$$[A2] = \begin{bmatrix} \left(\frac{\alpha_C - \alpha_B}{\alpha_A - \alpha_B} \right) & 0 & \left(\frac{\alpha_A - \alpha_C}{\alpha_A - \alpha_B} \right) & 0 \\ 0 & \left(\frac{\alpha_B - \alpha_C}{\alpha_B - \alpha_A} \right) & 0 & \left(\frac{\alpha_C - \alpha_A}{\alpha_B - \alpha_A} \right) \\ 0 & \left(\frac{1}{(\alpha_A - \alpha_B) \cdot L} \right) & 0 & \left(\frac{1}{(\alpha_B - \alpha_A) \cdot L} \right) \\ \left(\frac{1}{(\alpha_B - \alpha_A) \cdot L} \right) & 0 & \left(\frac{1}{(\alpha_A - \alpha_B) \cdot L} \right) & 0 \end{bmatrix} \quad (35)$$

Os parâmetros para a simulação do modelo analítico desenvolvido acima estão resumidos na Tabela 9.

Tabela 9 – Parâmetros principais para a simulação da dinâmica do sistema rotativo principal a partir do modelo analítico

CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA	
Tipo de Análise	Eixo e Mancais Flexíveis
Rotação de Regime	15000 rpm
Posição Relativa do Mancal A	$\alpha_A = 3 \%$
Posição Relativa do Mancal B	$\alpha_B = 35 \%$
Posição Relativa do Rotor	$\alpha_C = 100 \%$
Aceleração da Gravidade em X	$g_X = 0 \text{ m/s}^2$
Aceleração da Gravidade em Z	$g_Z = -9.81 \text{ m/s}^2$
PROPRIEDADES DO EIXO	
Material	ABNT4340
Massa Específica	7800 kg/m^3
Módulo de Elasticidade	210 GPa
Comprimento	237 mm
Diâmetro Médio	20 mm
PROPRIEDADES DO DISCO	
Material	Aço Inoxidável 304
Massa	0.9870 kg
Momento de Inércia Transversal	0.001 kg.m^2
Momento de Inércia Polar	0.002 kg.m^2
Desbalanceamento Estático	$10 \mu\text{m (G2.5)}$
Desbalanceamento Dinâmico	2°
PROPRIEDADES DOS MANCAIS DE ROLAMENTOS	
k_{ij}	$1.20 \cdot 10^7 \text{ N/m}$
$\bar{k}_{ij}$	0 N/m

As rigidezes dos mancais foram obtidas a partir de (MIT OPEN COURSEWARE, 2008).

11.1.1. Respostas no Domínio da Frequência

O primeiro resultado no domínio da frequência obtido a partir do modelo analítico desenvolvido foi o diagrama de Campbell. Tal diagrama pode ser visto na Figura 26.

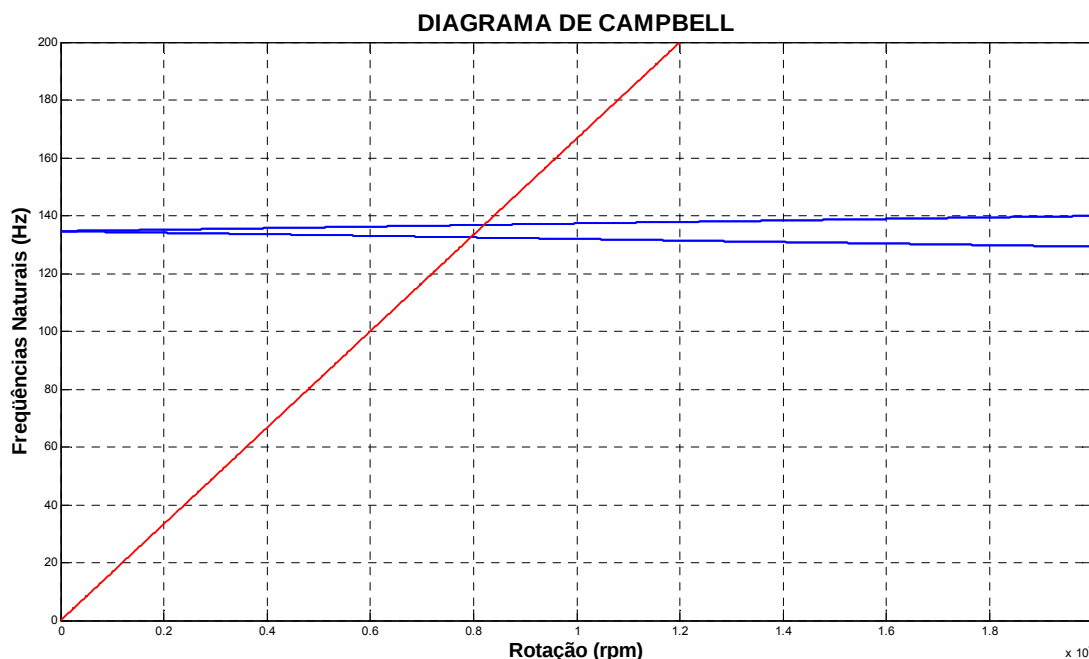


Figura 26 – Diagrama de Campbell do sistema rotativo principal obtido a partir do modelo analítico

De acordo com o diagrama acima, pode-se concluir que o sistema em questão possui duas velocidades críticas muito próximas: 7980 rpm e 8230 rpm.

Para confirmar estes resultados, considere o gráfico da Figura 27. A curva em azul corresponde à amplitude normalizada do raio médio da órbita do centro geométrico do disco ($\frac{|R_m|}{e}$). Já as curvas em vermelho e verde representam as amplitudes normalizadas das rotações transversais ($\frac{|\theta|}{\lambda}$).

11.1.2. Respostas no Domínio do Tempo

Neste caso, foram obtidos gráficos das trajetórias (órbitas) executadas pelo centro geométrico (vermelho) e centro de massa (verde) do rotor, além das órbitas das extremidades do eixo em contato com os mancais. Tais resultados são relativos à condição de regime permanente, cuja rotação é de 15000 rpm.

A validação do programa de simulação utilizado para a obtenção dos resultados mostrados acima foi realizada a partir de exemplos de (RAO, 1983). O código de tal programa pode ser visto no apêndice F.

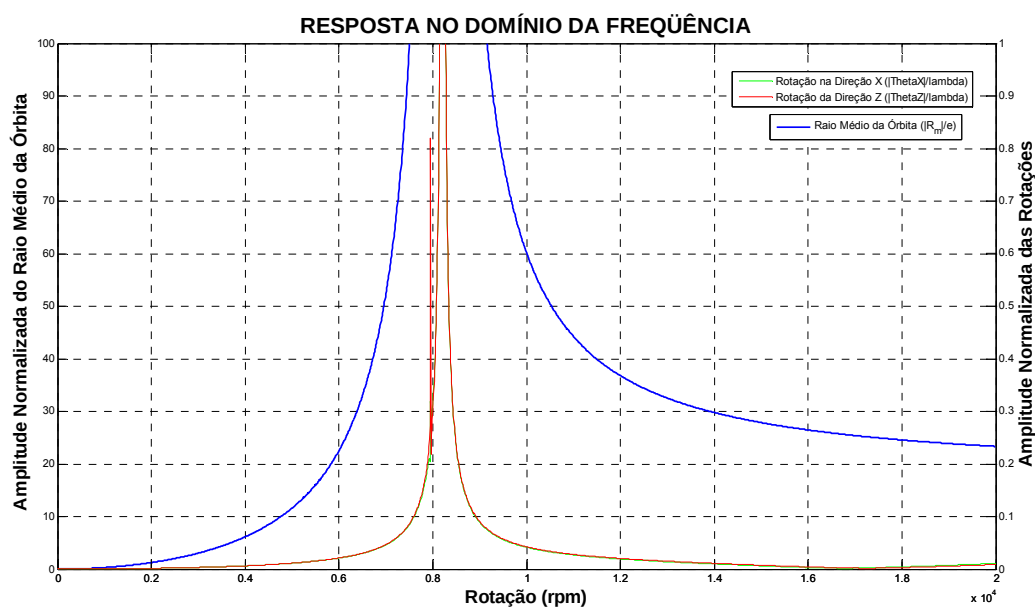


Figura 27 – Resposta no domínio da frequência do sistema rotativo principal obtido a partir do modelo analítico. Azul: amplitude normalizada do raio médio da órbita do centro geométrico do disco. Vermelho e Verde: amplitudes normalizadas das rotações transversais do disco

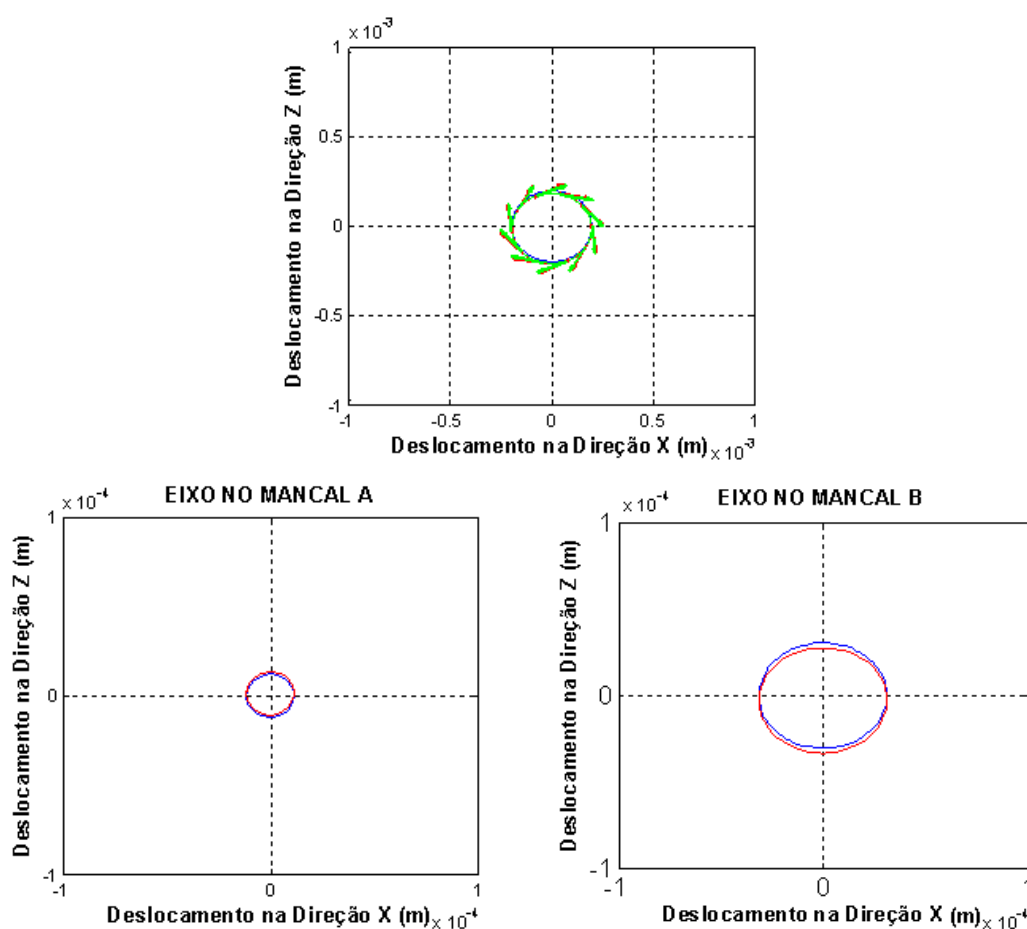


Figura 28 – Órbitas do sistema rotativo principal obtidas a partir do modelo analítico. Acima: órbitas do centro de massa e centro geométrico (escala de 1mm). Abaixo: órbitas do eixo nos mancais (escala 0.1mm)

11.2. Modelo em Elementos Finitos do Sistema Rotativo Principal

Todas as análises realizadas a partir do MEF do sistema rotativo principal do segundo estágio foram feitas a partir de programas computacionais obtidos de (ZACHARIADIS, 1999); (ZACHARIADIS, 2000); (ZACHARIADIS, 2006).

A discretização deste sistema para a aplicação do MEF foi realizada de acordo com a Figura 29.

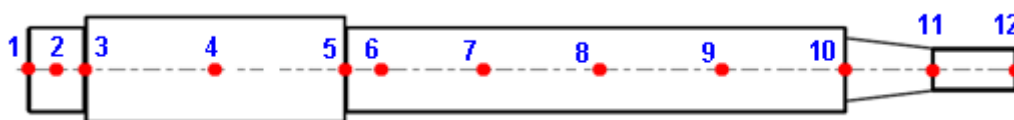


Figura 29 – Discretização do sistema rotativo principal para a aplicação do MEF

A Tabela 10 resume as propriedades dos diferentes elementos utilizados para tal análise.

Tabela 10 – Parâmetros principais para a simulação da dinâmica do sistema rotativo principal a partir do MEF

EIXO (Elemento de Viga de Timoshenko)					
ELEMENTO	NÓS	E (GPa)		L (mm)	d (mm)
EV1	N1 – N2	210.00		7.00	20.00
EV2	N2 – N3	210.00		7.00	20.00
EV3	N3 – N4	210.00		31.00	25.00
EV4	N4 – N5	210.00		31.00	25.00
EV5	N5 – N6	210.00		7.00	20.00
EV6	N6 – N7	210.00		28.25	20.00
EV7	N7 – N8	210.00		28.25	20.00
EV8	N8 – N9	210.00		28.25	20.00
EV9	N9 – N10	210.00		28.25	20.00
EV10	N10 – N11	210.00		21.00	12.50
EV11	N11 – N12	210.00		20.00	10.00
ROTOR E ENGRENAGEM (Elemento de Massa Concentrada)					
ELEMENTO	NÓS	M (kg)	I _t (kg.m ²)	I _p (kg.m ²)	ε (μm)
EC1	N4	0.105	17.37.10 ⁻⁶	29.69.10 ⁻⁶	0
EC2	N9	0.987	990.10.10 ⁻⁶	1957.38.10 ⁻⁶	10.00

MANCAIS (Elemento de Mola/Amortecedor)					
ELEMENTO	NÓS	k_{ii} (N/m)	k_{ij} (N/m)	c_{ii} (N.s/m)	c_{ij} (N.s/m)
EM1	N2	$1.20 \cdot 10^7$	0	0	0
EM2	N6	$1.20 \cdot 10^7$	0	0	0

11.2.1. Respostas no Domínio da Frequência

O diagrama de Campbell obtido a partir da simulação com o MEF pode ser visto na Figura 30.

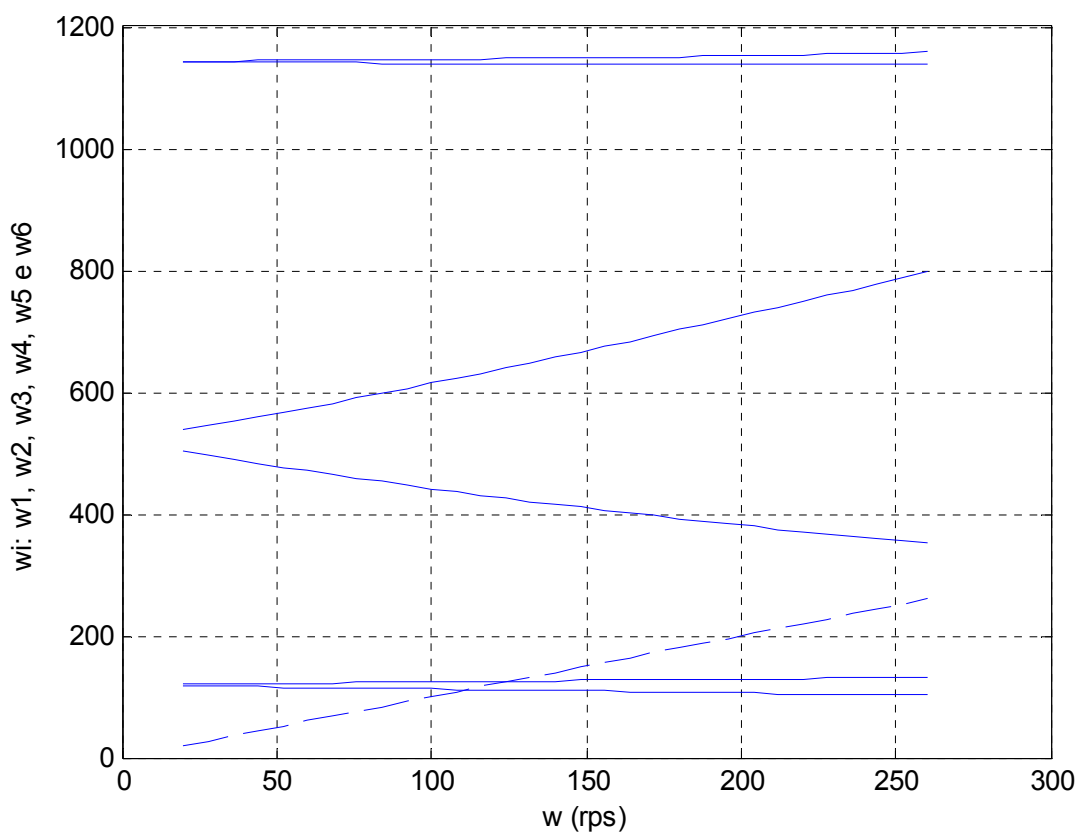
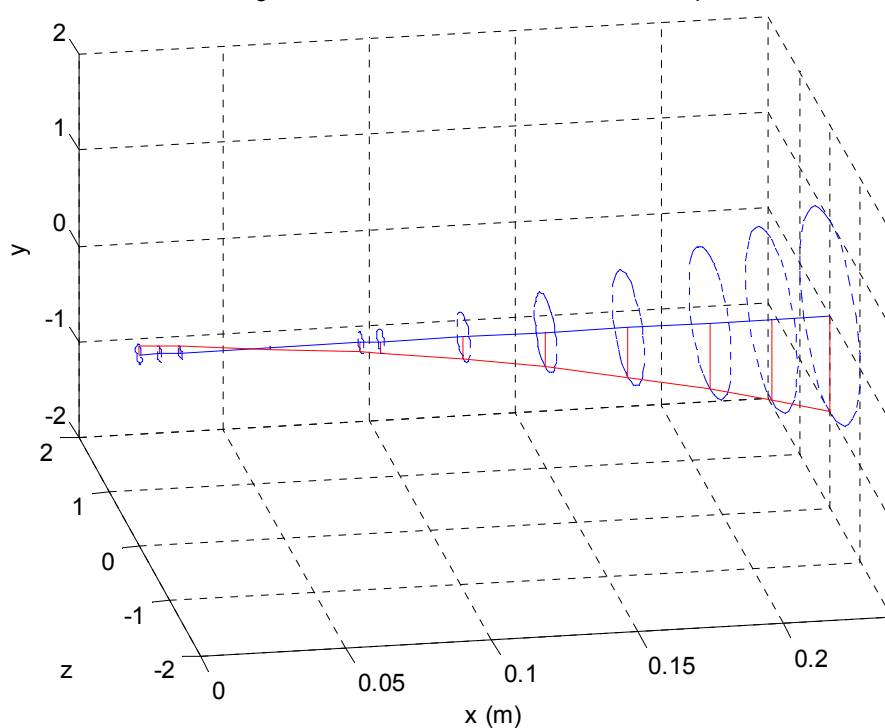


Figura 30 – Diagrama de Campbell do sistema rotativo principal obtido a partir da simulação com MEF

A análise modal do sistema rotativo também foi realizada. Os dois gráficos da Figura 31 mostram os primeiros modos de vibração para rotações próximas às velocidades críticas. Já os gráficos da Figura 32 mostram os seis primeiros modos de vibração para a rotação de operação do sistema (15000 rpm).

Rotação próxima à primeira velocidade crítica 6720 rpm

eigval. = $i111.8215 - 0.0018141i$, at $w = 112$ rps



Rotação próxima à segunda velocidade crítica 7500 rpm

eigval. = $i125.3692 - 0.0023771i$, at $w = 125$ rps

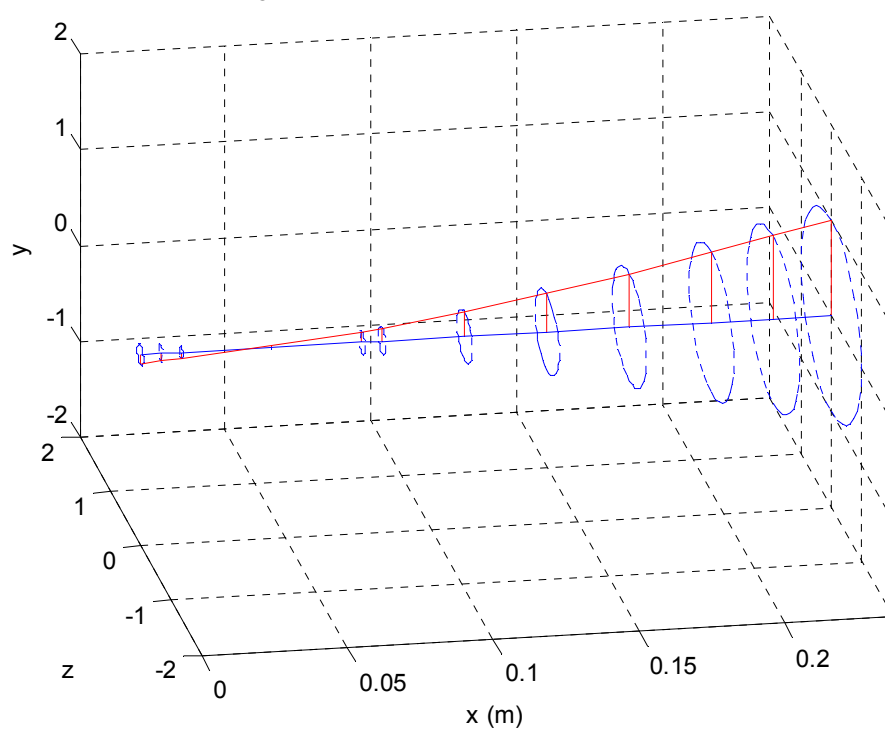


Figura 31 – Primeiros modos de vibração, para rotações próximas às velocidades críticas, obtidos a partir da simulação com MEF

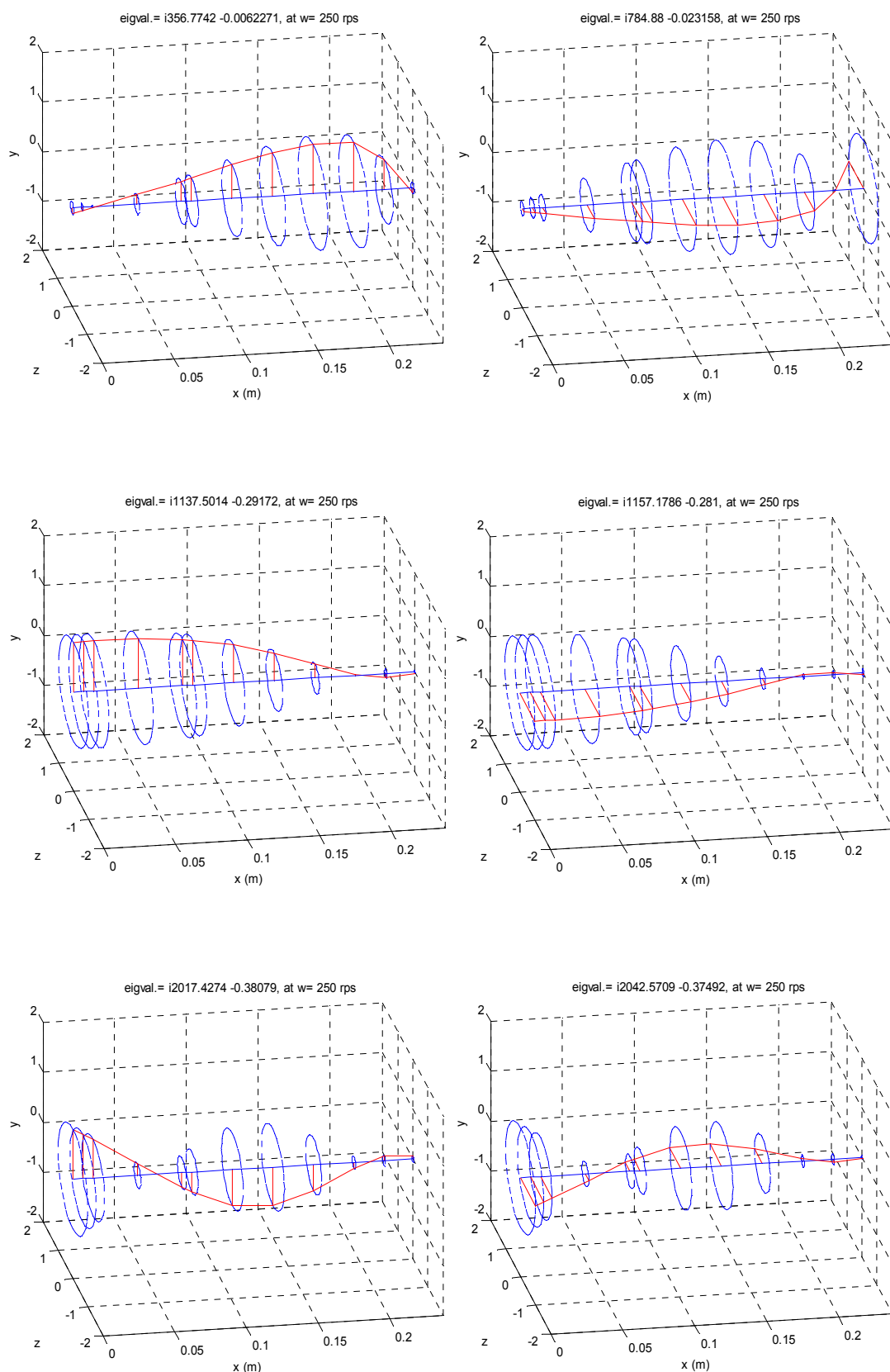


Figura 32 - Seis primeiros modos de vibração, para a rotação de operação do sistema (15000), obtidos a partir da simulação com MEF

11.3. Resumo dos Resultados Obtidos

A Tabela 11 a seguir resume todos os resultados obtidos relacionados com a análise dinâmica do sistema rotativo principal do segundo estágio.

Tabela 11 – Resultados da análise dinâmica do sistema rotativo principal do segundo estágio

Velocidades Críticas (rpm)	Analítico	7980
		8230
	MEF	6720
		7500
Raio Médio da Órbita do Centro Geométrico do Rotor (mm)	Analítico	0.19
	MEF	-----

12. CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos na análise estrutural do rotor do segundo estágio, a deformação radial total do mesmo será menor que 1mm. Uma vez que a folga radial dimensionada entre o rotor e o estator foi de 1mm (1000 μ m), pode-se concluir que possivelmente não haverá problemas de interferência entre estes dispositivos durante a operação do sistema.

Já com relação à análise dinâmica do sistema rotativo principal do segundo estágio, pôde-se observar que as velocidades críticas estão abaixo da velocidade de operação. Neste caso, inevitavelmente o sistema passará pela crítica durante sua aceleração. Desta forma, para que não haja problema na partida, deve-se garantir que esta passagem seja bastante rápida, devido à baixa energia que alimenta o sistema (4400 W).

Finalmente, após todos os dimensionamentos e análises, irá se realizar a construção de um protótipo para este segundo estágio. Este protótipo, por sua vez, será integrado a um sistema já existente composto por uma câmara de combustão empregada para acionar o turbo-compressor automotivo. Todas as despesas deste protótipo estão sendo financiadas pela FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) através de um projeto de pesquisa, e pela ANP (Agência Nacional do Petróleo) por meio de uma bolsa de iniciação científica.

13. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS, Maurice L. **Rotating Machinery Vibration**. New York, USA: Marcel Dekker, 2001.

GENTA, Giancarlo. **Dynamics of Rotating Systems**. USA: Springer, 2005.

GERE, James M. **Mecânica dos Materiais**. Tradução de Luiz Fernando de Castro Paiva. São Paulo, SP, Brasil: Pioneira Thomson Learning, 2003.

GOODWIN, M.J. **Dynamics of Rotor-Bearing Systems**. London, UK: Unwin Hyman, 1989.

HULT, Jan A. **Creep in Engineering Structures**. USA: Blaisdell Publishing Company, 1966.

INPACOM. **Catálogo Inpacom de Selos Mecânicos**. 2008. Disponível em : < <http://www.inpacom.com.br> >. Acesso em: 13/08/2008 às 09:30.

LALANNE, Michel; FERRARIS, Guy. **Rotordynamics Prediction in Engineering**. New York, USA: Chichester, 1990.

MEIROVITCH, Leonard. **Principles and Techniques of Vibration**. New Jersey, USA: Prentice Hall, 1997.

MIT OPEN COURSEWARE. **Planilha Bearing_linear_stiffness_alignment de Alex Slocum**. 2008. Disponível em : < <http://ocw.mit.edu> >. Acesso em: 13/05/2008 às 14:30.

MÜLLER, P.C.; SCHIEHLEN, W.O. **Linear Vibrations**. USA: Martinus Nijhoff Publishers, 1985.

RAO, J. S. **Rotor Dynamics**. New Delhi, India: Wiley Eastern Limited, 1983.

SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles R., BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. Tradução de João Batista de Aguiar e José Manoel de Aguiar. 7ª ed. Porto Alegre, RS, Brasil: Bookman, 2005.

SKF. **Catálogo SKF de Rolamentos**. 2008. Disponível em : < <http://www.skf.com.br> >. Acesso em: 20/04/2008 às 19:30.

SOUZA, R. C. **Projeto de uma Turbina de Potência de uma Microturbina a Gás para Acionamento de um Gerador Elétrico**. 2008. Trabalho de Conclusão de Curso – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, SP, Brasil.

VANCE, John M. **Rotordynamics of Turbomachinery**. Canada: John Wiley and Sons Inc., 1988.

ZAMPESE, Boris. **Mancais de Rolamentos**. São Paulo, SP, Brasil: 2007. Apostila para disciplina de graduação do Departamento de Engenharia Mecânica, PME 2433 – Projeto de Máquinas.

ZACHARIADIS, D. C. Short Bearing Model for the Evaluation of Journal's Dynamic Angular Misalignment on Rotor Vibrations. In: ASME 43rd Gas Turbine Technical Congress, 1998, Stockholm. ASME paper 98-GT-397, 1998. p. 1-8.

_____. Linear Vibrations of Statically Indeterminate Rotors on Angular Misaligned Bearings. In: ASME 44th Gas Turbine Technical Congress, 1999, Indianapolis. ASME Paper 99-GT-333, 1999. p. 1-7.

_____. **Estudo dos Efeitos do Desalinhamento Angular de Mancais Hidrodinâmicos nas Vibrações de Rotores Flexíveis**. 2000. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, SP, Brasil, 2000.

_____. Unbalance Response of Rotors Supported on Hydrodynamic Bearings Placed Close to Nodal Points of Excited Vibration Modes. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, New York - USA, v. 128, n. 3, p. 661-669, 2006.

**APÊNDICE A – DIMENSIONAMENTO DOS PARES DE ENGRENAGENS
DO SISTEMA DE REDUÇÃO**

PRIMEIRO PAR DE ENGRENAGENS

DIMENSIONAMENTO DO PRIMEIRO PAR DE ENGRENAGENS

Sistema de Dentes do Primeiro Par de Engrenagens					
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação	
Velocidade de Entrada	nent	rpm	15000	Opc.	
Relação de Transmissão	rel	-	2,152	Opc.	
Módulo Normal	mN	mm	1,000	Opc. (normalizado)	
Ângulo de Pressão Normal	phiN	°	20,000	Opc.	
Ângulo de Hélice	psi	°	30,000	Opc.	
Largura de Face Menor	F	mm	15,000	Opc.	
Velocidade de Saída	nsai	rpm	6971,370	nsai = nent/rel	
Módulo Transversal	mT	mm	1,155	mT = mN/cos[psi]	
Ângulo de Pressão Transversal	phiT	°	22,796	phiT = atan[tan[phiN]/cos[psi]]	
Adendo	add	mm	1,000	ad = 1.mN	
Dedendo	dee	mm	1,250	de = 1.25.mN	

Fatores de Dimensionamento Comuns ao Pinhão e a Coroa do Primeiro Par de Engrenagens					
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação	
Fator de Qualidade	Qv	-	6,000	Opc. (precisão) - Shigley (pag. 704)	
Fator de Sobrecarga	Ko	-	1,250	Shigley (pag. 711)	
Fator de Tamanho	Ks	-	1,000	Opc. (>= 1) - Shigley (pag. 704-705)	
Fator de Espessura de Borda	Kb	-	1,000	Válido somente para t >= 1,2.(ad+de)	
Número de Ciclos de Carga	Vida	-	10000000,000	Opc. - Shigley (pag. 707-708)	
Fator de Segurança AGMA	SF	-	2,000	Opc. (>= 1)	
Fator de Temperatura	Yteta	-	1,500	Opc. (>= 1) - Shigley (pag. 709)	
Fator de Confiabilidade	Yz	-	1,250	Shigley (pag. 709) - Confiabilidad de 99.9%	
Fator de Condição de Superfície	Zr	-	1,200	Opc. (>= 1) - Shigley (pag. 703)	
Fator Geométrico da Resistência Superficial	Zi	-	0,900	Opc. (<= 1) - Shigley (pag. 699-701)	

Propriedades do Pinhão do Primeiro Par de Engrenagens				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Material	-	-	AISI 4340	Shigley (pag. 694-696)
Módulo de Elasticidade	Ep	GPa	207,000	Shigley (pag. 932)
Coeficiente de Poisson	etap	-	0,292	Shigley (pag. 932)
Dureza Brinell	HBp	HB	280,000	Shigley (pag. 932)
Diâmetro Inicial do Pinhão	dpi	mm	35,000	Opc. (pode mudar para se ajustar ao mN1)
Fator Geométrico	J'p	-	0,500	Shigley (pag. 700)
Fator Modificador	kp	-	1,000	Shigley (pag. 700)
Parâmetros Gerais do Pinhão				
Número de Dentes do Pinhão	Zp	-	35,000	$Z = d/mN$
Diâmetro Primitivo do Pinhão	dp	mm	40,415	$dp = Z.mT$
Largura do Pinhão	Bp	mm	17,000	$Bp = F+2$
Velocidade do Pinhão	np	rpm	15000,000	$np = nent$
Velocidade do Círculo Primitivo	Vp	m/s	31,741	$V = (\pi.n.d)/60$
Torque no Pinhão	Top	N.mm	2801,127	$To = (30.P)/(\pi.n)$
Força Tangencial no Pinhão	Ftp	N	138,620	$Ft = (2.To)/(d)$
Força Radial no Pinhão	Frp	N	58,259	$Fr = Ft.tan[\phi T]$
Força Axial no Pinhão	Fap	N	80,032	$Fa = Ft.tan[\psi]$
Análise de Tensão de Flexão				
Tensão Admissível de Flexão	Sadfp	MPa	242,840	$\sigma_{FP} = 0,568.HBp + 83,8$
Fator Dinâmico	Kvp	-	2,012	$Kv = ((B+(200.V)^{0.5})/B)^A$
Fator de Distribuição de Carga	Khp	-	1,143	$Kh = 1+Cmc.(Cpf.Cpm+Cma.Ce)$
Fator Geométrico para Resistência à Flexão	JJp	-	0,500	$J = J'.k$
Fator de Ciclagem para Tensão de Flexão	Ynp	-	1,000	$Yn = 1.6831.N^{-0.0323}$
Tensão de Flexão	Sfp	MPa	46,034	$\sigma_F = (Ftp.Ko.Kv.Ks.Kh.Kb)/(F.J.mt)$
Tensão Admissível de Flexão Corrigida	Sadfp _c	MPa	64,759	$\sigma_{Fad} = (\sigma_{FP}.Yn)/(SF.Yteta.Yz)$
Análise de Tensão de Contato				
Tensão Admissível de Contato	Sadcp	MPa	821,600	$\sigma_{HP} = 2,22.HBp + 200$
Fator de Ciclagem para Tensão de Contato	Znp	-	1,000	$Zn = 1.249.N^{-0.0138}$
Coeficiente Elástico	Zep	-	189,779	Shigley (Eq. 14.3 - pag. 691)
Fator de Razão de Dureza	Zwp	-	1,000	
Tensão de Contato	Scp	MPa	177,708	$\sigma_C = Ze.(((Ftp.Ko.Kv.Ks.Kh.Zr)/(dp.F.Zi))^{0.5})$
Tensão Admissível de Contato Corrigida	Sadcp _c	MPa	219,074	$\sigma_{Fad} = (\sigma_{HP}.Zn.Zw)/(SF.Yteta.Yz)$

Propriedades da Coroa do Primeiro Par de Engrenagens				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Material	-	-	AISI 4340	Shigley (pag. 694-696)
Módulo de Elasticidade	Ec	GPa	207,000	Shigley (pag. 932)
Coefficiente de Poisson	etac	-	0,292	Shigley (pag. 932)
Dureza Brinell	HBc	HB	280,000	Shigley (pag. 932)
Fator Geométrico	J'c	-	0,540	Shigley (pag. 700)
Fator Modificador	kc	-	0,960	Shigley (pag. 700)
Parâmetros Gerais da Coroa				
Número de Dentes da Coroa	Zc	-	76,000	$Z = d/mN$
Diâmetro Primitivo da Coroa	dc	mm	87,757	$dp = Z.mT$
Largura da Coroa	Bc	mm	15,000	$Bc = F$
Velocidade da Coroa	nc	rpm	6907,895	$nc = (np.Zp)/(Zc)$
Velocidade do Círculo Primitivo da Coroa	Vc	m/s	31,741	$V = (\pi.n.d)/60$
Torque na Coroa	Toc	N.mm	6082,447	$To = -(30.P)/(\pi.n)$
Força Tangencial na Coroa	Ftc	N	138,620	$Ft = (2.To)/(d)$
Força Radial na Coroa	Frc	N	58,259	$Fr = Ft.tan[\phi T]$
Força Axial na Coroa	Fac	N	80,032	$Fa = Ft.tan[\psi]$
Análise de Tensão de Flexão				
Tensão Admissível de Flexão	Sadfc	MPa	242,840	$\sigma_{FP} = 0,568.HBp + 83,8$
Fator Dinâmico	Kvc	-	2,012	$Kv = ((B+(200.V)^{0.5})/B)^A$
Fator de Distribuição de Carga	Khc	-	1,123	$Kh = 1+Cmc.(Cpf.Cpm+Cma.Ce)$
Fator Geométrico para Resistência à Flexão	JJc	-	0,518	$J = J'.k$
Fator de Ciclagem para Tensão de Flexão	Ync	-	1,000	$Yn = 1.6831.N^{-0.0323}$
Tensão de Flexão	Sfc	MPa	43,622	$\sigma_F = (Ftp.Ko.Kv.Ks.Kh.Kb)/(F.J.mt)$
Tensão Admissível de Flexão Corrigida	Sadfcc	MPa	64,759	$\sigma_{Fad} = (\sigma_{FP}.Yn)/(SF.Yteta.Yz)$
Análise de Tensão de Contato				
Tensão Admissível de Contato	Sadcc	MPa	821,600	$\sigma_{HP} = 2,22.HBp + 200$
Fator de Ciclagem para Tensão de Contato	Znc	-	1,000	$Zn = 1.249.N^{-0.0138}$
Coefficiente Elástico	Zec	-	189,779	Shigley (Eq. 14.3 - pag. 691)
Fator de Razão de Dureza	Zwc	-	1,000	
Tensão de Contato	Sc	MPa	176,145	$\sigma_C = Ze.(((Ftp.Ko.Kv.Ks.Kh.Zr)/(dp.F.Zi))^{0.5})$
Tensão Admissível de Contato Corrigida	Sadccc	MPa	219,074	$\sigma_{Fad} = (\sigma_{HP}.Zn.Zw)/(SF.Yteta.Yz)$

SEGUNDO PAR DE ENGRENAGENS

DIMENSIONAMENTO DO SEGUNDO PAR DE ENGRENAGENS

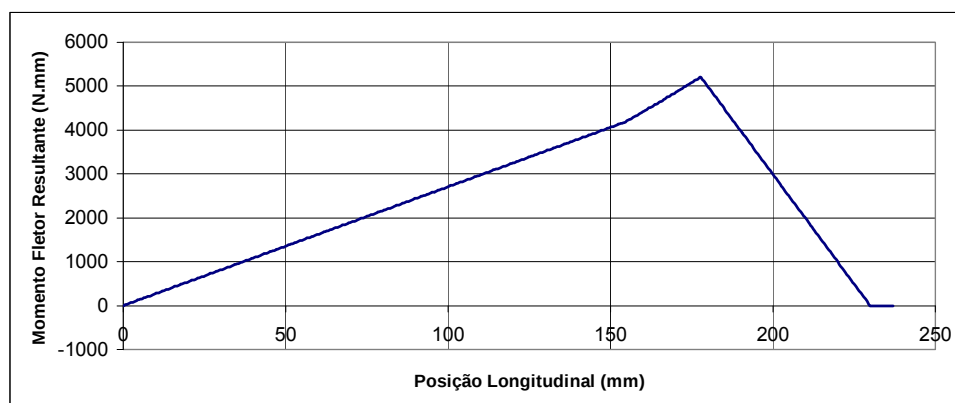
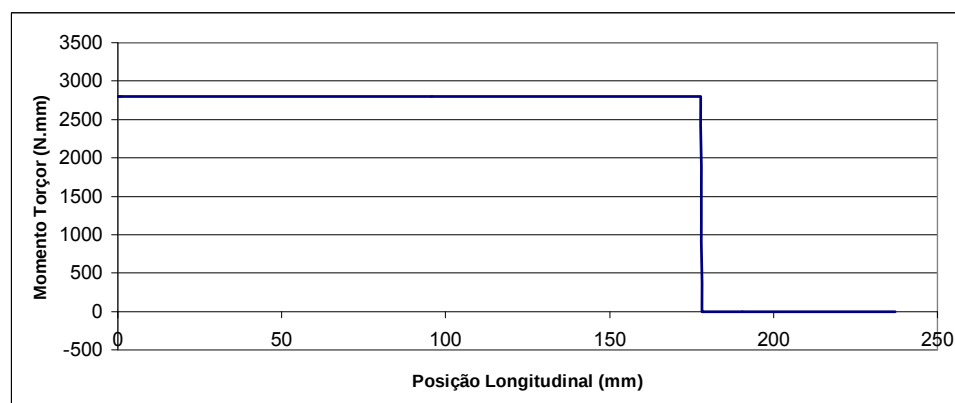
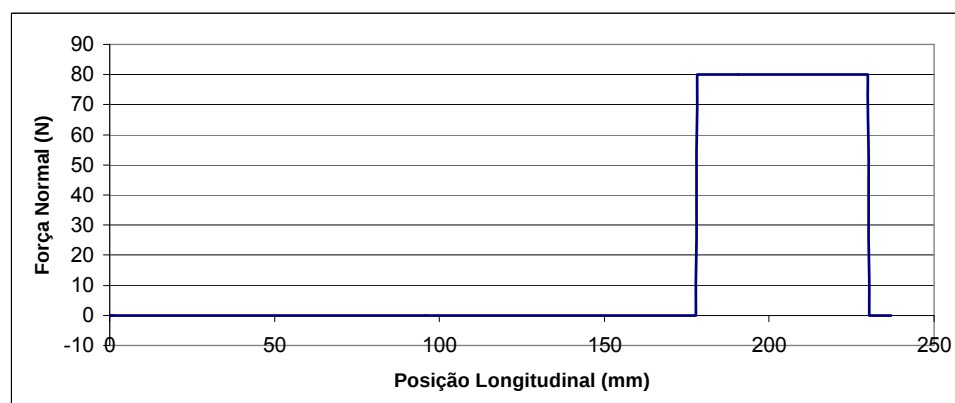
Sistema de Dentes					
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação	
Velocidade de Entrada	nent	rpm	6907,895	Opc.	
Relação de Transmissão	rel	-	1,936	Opc.	
Módulo Normal	mN	mm	1,500	Opc. (normalizado)	
Ângulo de Pressão Normal	phiN	°	20,000	Opc.	
Ângulo de Hélice	psi	°	30,000	Opc.	
Largura Mínima da Face	F	mm	18,000	Opc.	
Velocidade de Saída	nsai	rpm	3567,222	nsai = nent/rel	
Módulo Transversal	mT	mm	1,732	mT = mN/cos[psi]	
Ângulo de Pressão Transversal	phiT	°	22,796	phiT = atan[tan[phiN]/cos[psi]]	
Adendo	add	mm	1,500	ad = 1.mN	
Dedendo	dee	mm	1,875	de = 1.25.mN	

Fatores de Dimensionamento Comuns ao Pinhão e a Coroa					
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação	
Fator de Qualidade	Qv	-	6,000	Opc. (precisão) - Shigley (pag. 704)	
Fator de Sobrecarga	Ko	-	1,250	Shigley (pag. 711)	
Fator de Tamanho	Ks	-	1,000	Opc. (≥ 1) - Shigley (pag. 704-705)	
Fator de Espessura de Borda	Kb	-	1,000	Válido somente para $t \geq 1,2.(ad+de)$	
Número de Ciclos de Carga	Vida	-	10000000,000	Opc. - Shigley (pag. 707-708)	
Fator de Segurança AGMA	SF	-	2,000	Opc. (≥ 1)	
Fator de Temperatura	Yteta	-	1,500	Opc. (≥ 1) - Shigley (pag. 709)	
Fator de Confiabilidade	Yz	-	1,250	Shigley (pag. 709) - Confiabilidade de 99.9%	
Fator de Condição de Superfície	Zr	-	1,200	Opc. (≥ 1) - Shigley (pag. 703)	
Fator Geométrico da Resistência Superficial	Zi	-	0,900	Opc. (≤ 1) - Shigley (pag. 699-701)	

Propriedades do Pinhão do Segundo Par de Engrenagens				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Material	-	-	AISI 4340	Shigley (pag. 694-696)
Módulo de Elasticidade	Ep	GPa	207,000	Shigley (pag. 932)
Coeficiente de Poisson	etap	-	0,292	Shigley (pag. 932)
Dureza Brinell	HBp	HB	280,000	Shigley (pag. 932)
Diâmetro Inicial do Pinhão	dpi	mm	35,000	Opc. (pode mudar para se ajustar ao mN1)
Fator Geométrico	J'p	-	0,460	Shigley (pag. 700)
Fator Modificador	kp	-	0,970	Shigley (pag. 700)
Parâmetros Gerais do Pinhão				
Número de Dentes do Pinhão	Zp	-	24,000	$Z = d/mN$
Diâmetro Primitivo do Pinhão	dp	mm	41,569	$dp = Z.mT$
Largura do Pinhão	Bp	mm	20,000	$Bp = F+2$
Velocidade do Pinhão	np	rpm	6907,895	$np = nent$
Velocidade do Círculo Primitivo	Vp	m/s	15,035	$V = (\pi.n.d)/60$
Torque no Pinhão	Top	N.mm	6082,447	$To = (30.P)/(\pi.n)$
Força Tangencial no Pinhão	Ftp	N	292,642	$Ft = (2.To)/(d)$
Força Radial no Pinhão	Frp	N	122,991	$Fr = Ft.tan[\phi T]$
Força Axial no Pinhão	Fap	N	168,957	$Fa = Ft.tan[\psi]$
Análise de Tensão de Flexão				
Tensão Admissível de Flexão	Sadfp	MPa	242,840	$\sigma_{FP} = 0,568.HBp + 83,8$
Fator Dinâmico	Kvp	-	1,712	$Kv = ((B+(200.V)^{0.5})/B)^A$
Fator de Distribuição de Carga	Khp	-	1,153	$Kh = 1+Cmc.(Cpf.Cpm+Cma.Ce)$
Fator Geométrico para Resistência à Flexão	JJp	-	0,446	$J = J'.k$
Fator de Ciclagem para Tensão de Flexão	Ynp	-	1,000	$Yn = 1.6831.N^{-0.0323}$
Tensão de Flexão	Sfp	MPa	51,884	$\sigma_F = (Ftp.Ko.Kv.Ks.Kh.Kb)/(F.J.mt)$
Tensão Admissível de Flexão Corrigida	Sadfp_c	MPa	64,759	$\sigma_{Fad} = (\sigma_{FP}.Yn)/(SF.Yteta.Yz)$
Análise de Tensão de Contato				
Tensão Admissível de Contato	Sadcp	MPa	821,600	$\sigma_{HP} = 2,22.HBp + 200$
Fator de Ciclagem para Tensão de Contato	Znp	-	1,000	$Zn = 1.249.N^{-0.0138}$
Coeficiente Elástico	Zep	-	189,779	Shigley (Eq. 14.3 - pag. 691)
Fator de Razão de Dureza	Zwp	-	1,000	
Tensão de Contato	Scp	MPa	215,225	$\sigma_C = Ze.(((Ftp.Ko.Kv.Ks.Kh.Zr)/(dp.F.Zi))^{0.5})$
Tensão Admissível de Contato Corrigida	Sadcp_c	MPa	219,074	$\sigma_{Fad} = (\sigma_{HP}.Zn.Zw)/(SF.Yteta.Yz)$

Propriedades da Coroa do Segundo Par de Engrenagens				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Material	-	-	AISI 4340	Shigley (pag. 694-696)
Módulo de Elasticidade	Ec	GPa	207,000	Shigley (pag. 932)
Coeficiente de Poisson	etac	-	0,292	Shigley (pag. 932)
Dureza Brinell	HBc	HB	280,000	Shigley (pag. 932)
Fator Geométrico	J'c	-	0,520	Shigley (pag. 700)
Fator Modificador	kc	-	0,940	Shigley (pag. 700)
Parâmetros Gerais da Coroa				
Número de Dentes da Coroa	Zc	-	47,000	$Z = d/mN$
Diâmetro Primitivo da Coroa	dc	mm	81,406	$dp = Z.mT$
Largura da Coroa	Bc	mm	18,000	$Bc = F$
Velocidade da Coroa	nc	rpm	3527,436	$nc = (np.Zp)/(Zc)$
Velocidade do Círculo Primitivo da Coroa	Vc	m/s	15,035	$V = (\pi.n.d)/60$
Torque na Coroa	Toc	N.mm	11911,459	$To = -(30.P)/(\pi.n)$
Força Tangencial na Coroa	Ftc	N	292,642	$Ft = (2.To)/(d)$
Força Radial na Coroa	Frc	N	122,991	$Fr = Ft.tan[\phi T]$
Força Axial na Coroa	Fac	N	168,957	$Fa = Ft.tan[\psi]$
Análise de Tensão de Flexão				
Tensão Admissível de Flexão	Sadfc	MPa	242,840	$\sigma_{FP} = 0,568.HBp + 83,8$
Fator Dinâmico	Kvc	-	1,712	$Kv = ((B+(200.V)^{0.5})/B)^A$
Fator de Distribuição de Carga	Khc	-	1,132	$Kh = 1+Cmc.(Cpf.Cpm+Cma.Ce)$
Fator Geométrico para Resistência à Flexão	JJc	-	0,489	$J = J'.k$
Fator de Ciclagem para Tensão de Flexão	Ync	-	1,000	$Yn = 1.6831.N^{-0.0323}$
Tensão de Flexão	Sfc	MPa	46,492	$\sigma_F = (Ftp.Ko.Kv.Ks.Kh.Kb)/(F.J.mt)$
Tensão Admissível de Flexão Corrigida	Sadfcc	MPa	64,759	$\sigma_{Fad} = (\sigma_{FP}.Yn)/(SF.Yteta.Yz)$
Análise de Tensão de Contato				
Tensão Admissível de Contato	Sadcc	MPa	821,600	$\sigma_{HP} = 2,22.HBp + 200$
Fator de Ciclagem para Tensão de Contato	Znc	-	1,000	$Zn = 1.249.N^{-0.0138}$
Coeficiente Elástico	Zec	-	189,779	Shigley (Eq. 14.3 - pag. 691)
Fator de Razão de Dureza	Zwc	-	1,000	
Tensão de Contato	Sc	MPa	213,238	$\sigma_C = Ze.(((Ftp.Ko.Kv.Ks.Kh.Zr)/(dp.F.Zi))^{0.5})$
Tensão Admissível de Contato Corrigida	Sadccc	MPa	219,074	$\sigma_{Fad} = (\sigma_{HP}.Zn.Zw)/(SF.Yteta.Yz)$

**APÊNDICE B – DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS DO SISTEMA DE
REDUÇÃO**

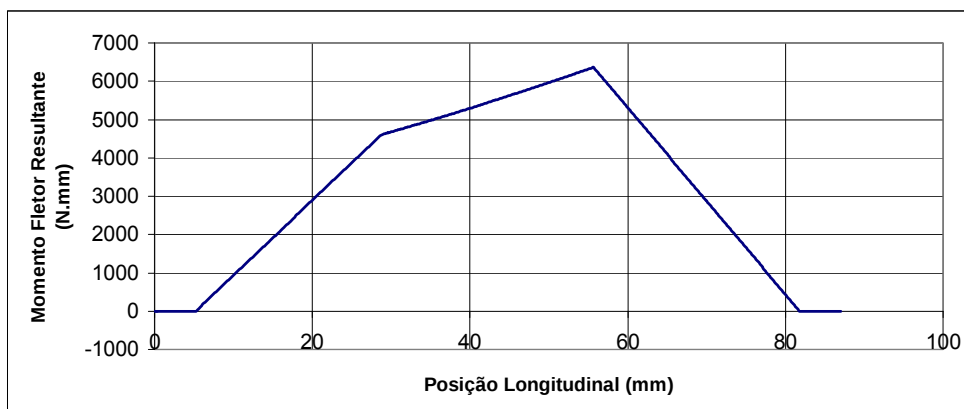
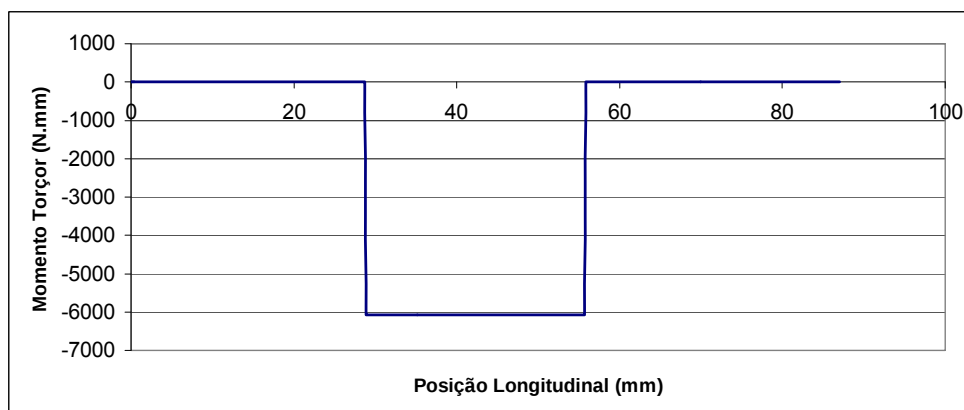
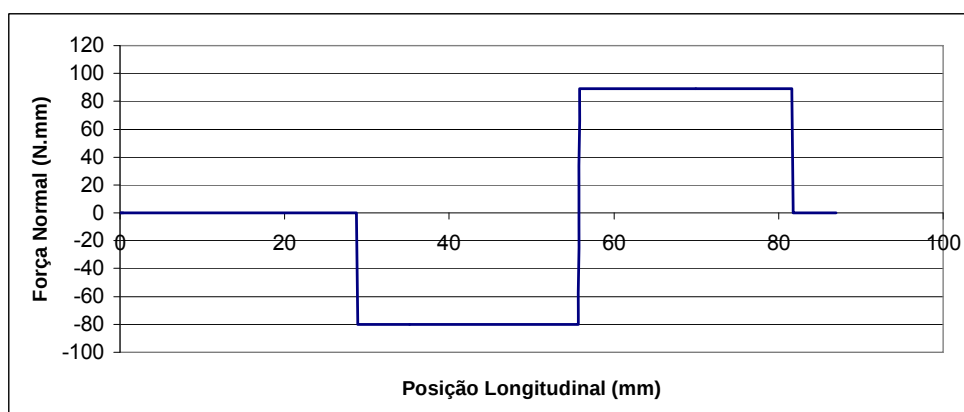
EIXO 1**DIMENSIONAMENTO DO EIXO 1****Diagramas de Esforços Solicitantes****Momento Fletor Resultante****Momento Torçor****Força Normal**

Propriedades do Eixo 1				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Material	-	-	AISI 4340	Opc.
Tensão de Escoamento	Sesceixo	MPa	855.000	Shigley (pag. 932)
Tensão Última de Tração	Suteixo	MPa	965.000	Shigley (pag. 930)
Módulo de Elasticidade	Eeixo	GPa	207.000	Shigley (pag. 930)
Módulo de Rigidez	Geixo	GPa	79.300	Shigley (pag. 930)
Fator de Segurança	FSeixo	-	3.000	Opc.
Comprimento do Eixo	Leixo	mm	237.000	Opc.
Posição do Mancal A	alfaA	-	65%	Opc.
Posição do Mancal B	alfaB	-	97%	Opc.
Posição da Engrenagem 1	alfa1	-	75%	Opc.
Posição da Engrenagem 2	alfa2	-	0%	Opc.

Carregamentos do Eixo 1				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Peso do Disco	W	N	27.076	W = md.g
Força Tangencial devida à Engrenagem 1	FTe1	N	138.620	(atenção no sinal)
Força Radial devida à Engrenagem 1	FRe1	N	-58.259	(atenção no sinal)
Força Axial devida à Engrenagem 1	FAe1	N	80.032	(atenção no sinal)
Torque devido à Engrenagem 1	TOe1	N.mm	-2801.127	(atenção no sinal)
Força Tangencial na Engrenagem 2	FTe2	N	0.000	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Força Radial na Engrenagem 2	FRe2	N	0.000	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Força Axial na Engrenagem 2	FAe2	N	0.000	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Torque devido à Engrenagem 2	TOe2	N.mm	0.000	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Torque Externo	TOext	N.mm	2801.127	Proveniente do segundo estágio
Reação Horizontal no Mancal A	XA	N	40.053	Matriz
Reação Horizontal no Mancal B	XB	N	18.206	Matriz
Reação Axial no Mancal B	YB	N	-80.032	Matriz
Reação Vertical no Mancal A	ZA	N	-13.228	Matriz
Reação Vertical no Mancal B	ZB	N	-98.316	Matriz

Fatores de Dimensionamento do Eixo 1				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Raio de Arredondamento	r	mm	2.000	Zampese (pag. 20)
Rebaixo	h	mm	6.000	Zampese (pag. 20)
Diâmetro Menor Virtual	dv	mm	15.000	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Maior Virtual	DDv	mm	27.000	Opc. para determinar os FCT
Relação r/d Virtual	relv1	-	0.133	Opc. para determinar os FCT
Relação D/d Virtual	relv2	-	1.800	Opc. para determinar os FCT
Sensibilidade a Entalhe Axial	qa		0.900	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Axial Teórica	Kta		2.000	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Axial Real	Ka		1.900	
Sensibilidade a Entalhe Flexional	qf	-	0.900	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Flexional Teórica	Ktf	-	1.600	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Flexional Real	Kf	-	1.540	Shigley (pag. 928)
Sensibilidade a Entalhe Torcional	qt	-	0.970	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Torcional Teórica	Ktt	-	1.350	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Torcional Real	Kt	-	1.340	Shigley (pag. 928)
Primeiro Fator de Superfície	a	-	4.510	Shigley (pag. 322)
Segundo Fator de Superfície	b	-	-0.265	Shigley (pag. 322)
Fator de Superfície	kea	-	0.730	Shigley (pag. 322)
Fator de Tamanho	keb	-	0.928	Shigley (pag. 323)
Fator de Carregamento	kec	-	1.000	Shigley (pag. 324)
Fator de Temperatura	ked	-	0.549	Shigley (pag. 326)
Fator de Confiabilidade	kee	-	0.753	Shigley (pag. 327)

Dimensionamento do Eixo 1 pelo Critério de Tensão de Fadiga				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Média do Momento Fletor na Seção Crítica	Mcrim	N.mm	0.000	Gráfico acima
Amplitude do Momento Fletor na Seção Crítica	Mcria	N.mm	5213.349	Gráfico acima
Média do Momento Torsor na Seção Crítica	Tcrim	N.mm	2801.127	Gráfico acima
Amplitude do Momento Torsor na Seção Crítica	Tcria	N.mm	0.000	Gráfico acima
Média da Força Normal na Seção Crítica	Ncrim	N	80.032	Gráfico acima
Amplitude da Força Normal na Seção Crítica	Ncria	N	0.000	Gráfico acima
Tensão Limite de Fadiga Corrigida	Seceixo	MPa	136.202	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Menor Mínimo do Eixo	dme	-	12.429	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Maior Mínimo do Eixo	dma	-	24.429	Opc. para determinar os FCT

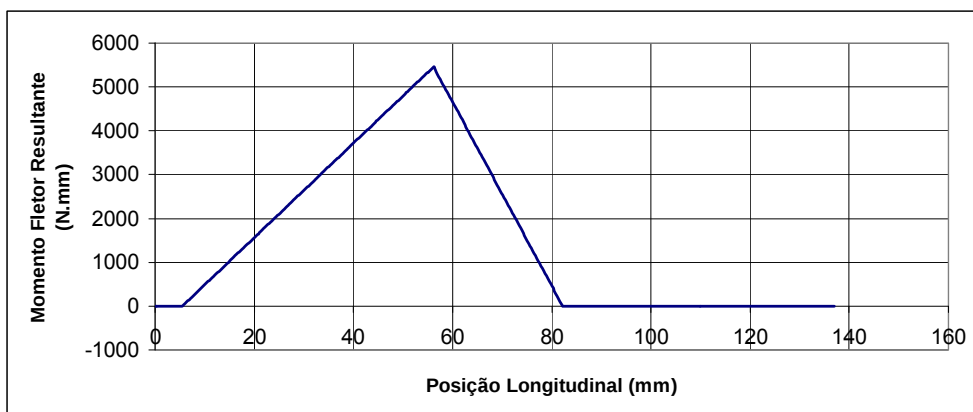
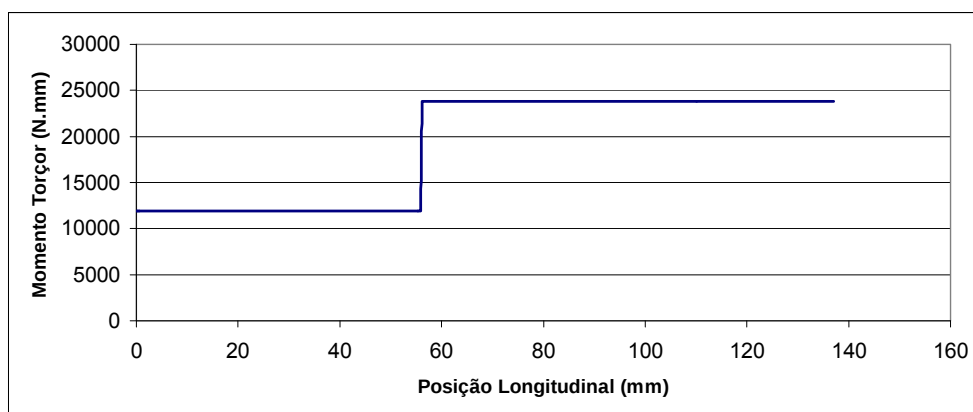
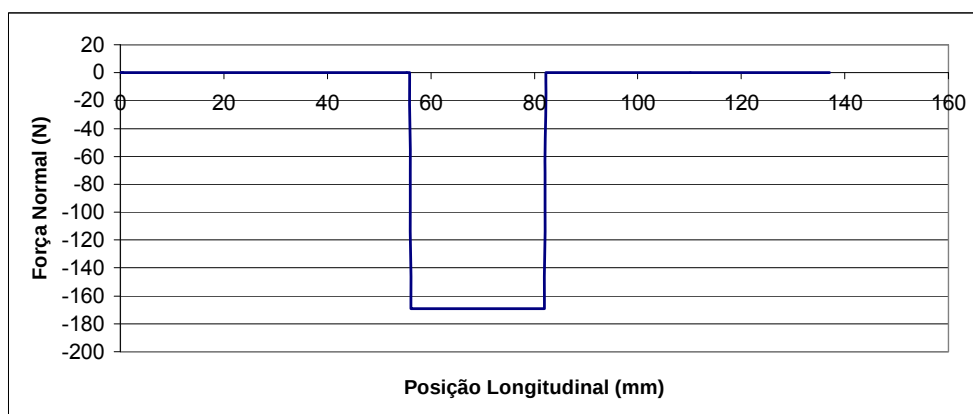
EIXO 2**DIMENSIONAMENTO DO EIXO 2****Diagramas de Esforços Solicitantes****Momento Fletor Resultante****Momento Torçor****Força Normal**

Propriedades do Eixo 2				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Material	-	-	AISI 4340	Opc.
Tensão de Escoamento	Sesceixo	MPa	855.000	Shigley (pag. 932)
Tensão Última de Tração	Suteixo	MPa	965.000	Shigley (pag. 930)
Módulo de Elasticidade	Eeixo	GPa	207.000	Shigley (pag. 930)
Módulo de Rigidez	Geixo	GPa	79.300	Shigley (pag. 930)
Fator de Segurança	FSeixo	-	3.000	Opc.
Comprimento do Eixo	Leixo	mm	87.000	Opc.
Posição do Mancal A	alfaA	-	6%	Opc.
Posição do Mancal B	alfaB	-	94%	Opc.
Posição da Engrenagem 1	alfa1	-	33%	Opc.
Posição da Engrenagem 2	alfa2	-	64%	Opc.

Carregamentos do Eixo 2				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Peso do Disco	W	N	0.000	W = md.g
Força Tangencial devida à Engrenagem 1	FTe1	N	-138.620	(atenção no sinal)
Força Radial devida à Engrenagem 1	FRe1	N	58.259	(atenção no sinal)
Força Axial devida à Engrenagem 1	FAe1	N	-80.032	(atenção no sinal)
Torque devido à Engrenagem 1	TOe1	N.mm	-6082.447	(atenção no sinal)
Força Tangencial na Engrenagem 2	FTe2	N	-292.642	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Força Radial na Engrenagem 2	FRe2	N	-122.991	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Força Axial na Engrenagem 2	FAe2	N	168.957	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Torque devido à Engrenagem 2	TOe2	N.mm	6082.447	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Torque Externo	TOext	N.mm	0.000	Proveniente do segundo estágio
Reação Horizontal no Mancal A	XA	N	1.545	Matriz
Reação Horizontal no Mancal B	XB	N	63.187	Matriz
Reação Axial no Mancal B	YB	N	-88.925	Matriz
Reação Vertical no Mancal A	ZA	N	195.853	Matriz
Reação Vertical no Mancal B	ZB	N	235.409	Matriz

Fatores de Dimensionamento do Eixo 2				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Raio de Arredondamento	r	mm	2.000	Zampese (pag. 20)
Rebaixo	h	mm	6.000	Zampese (pag. 20)
Diâmetro Menor Virtual	dv	mm	15.000	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Maior Virtual	DDv	mm	27.000	Opc. para determinar os FCT
Relação r/d Virtual	relv1	-	0.133	Opc. para determinar os FCT
Relação D/d Virtual	relv2	-	1.800	Opc. para determinar os FCT
Sensibilidade a Entalhe Axial	qa		0.900	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Axial Teórica	Kta		2.000	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Axial Real	Ka		1.900	
Sensibilidade a Entalhe Flexional	qf	-	0.900	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Flexional Teórica	Ktf	-	1.600	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Flexional Real	Kf	-	1.540	Shigley (pag. 928)
Sensibilidade a Entalhe Torcional	qt	-	0.970	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Torcional Teórica	Ktt	-	1.350	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Torcional Real	Kt	-	1.340	Shigley (pag. 928)
Primeiro Fator de Superfície	a	-	4.510	Shigley (pag. 322)
Segundo Fator de Superfície	b	-	-0.265	Shigley (pag. 322)
Fator de Superfície	kea	-	0.730	Shigley (pag. 322)
Fator de Tamanho	keb	-	0.928	Shigley (pag. 323)
Fator de Carregamento	kec	-	1.000	Shigley (pag. 324)
Fator de Temperatura	ked	-	0.549	Shigley (pag. 326)
Fator de Confiabilidade	kee	-	0.753	Shigley (pag. 327)

Dimensionamento do Eixo 2 pelo Critério de Tensão de Fadiga				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Média do Momento Fletor na Seção Crítica	Mcrim	N.mm	0.000	Gráfico acima
Amplitude do Momento Fletor na Seção Crítica	Mcria	N.mm	6361.655	Gráfico acima
Média do Momento Torsor na Seção Crítica	Tcrim	N.mm	6082.447	Gráfico acima
Amplitude do Momento Torsor na Seção Crítica	Tcria	N.mm	0.000	Gráfico acima
Média da Força Normal na Seção Crítica	Ncrim	N	88.925	Gráfico acima
Amplitude da Força Normal na Seção Crítica	Ncria	N	0.000	Gráfico acima
Tensão Limite de Fadiga Corrigida	Seceixo	MPa	136.202	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Menor Mínimo do Eixo	dme	-	13.490	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Maior Mínimo do Eixo	Dma	-	25.490	Opc. para determinar os FCT

EIXO 3**DIMENSIONAMENTO DO EIXO 3****Diagramas de Esforços Solicitantes****Momento Fletor Resultante****Momento Torçor****Força Normal**

Propriedades do Eixo 3				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Material	-	-	AISI 4340	Opc.
Tensão de Escoamento	Sesceixo	MPa	855.000	Shigley (pag. 932)
Tensão Última de Tração	Suteixo	MPa	965.000	Shigley (pag. 930)
Módulo de Elasticidade	Eeixo	GPa	207.000	Shigley (pag. 930)
Módulo de Rigidez	Geixo	GPa	79.300	Shigley (pag. 930)
Fator de Segurança	FSeixo	-	3.000	Opc.
Comprimento do Eixo	Leixo	mm	137.000	Opc.
Posição do Mancal A	alfaA	-	4%	Opc.
Posição do Mancal B	alfaB	-	60%	Opc.
Posição da Engrenagem 1	alfa1	-	0%	Opc.
Posição da Engrenagem 2	alfa2	-	41%	Opc.

Carregamentos do Eixo 3				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Peso do Disco	W	N	0.000	W = md.g
Força Tangencial devida à Engrenagem 1	FTe1	N	0.000	(atenção no sinal)
Força Radial devida à Engrenagem 1	FRe1	N	0.000	(atenção no sinal)
Força Axial devida à Engrenagem 1	FAe1	N	0.000	(atenção no sinal)
Torque devido à Engrenagem 1	TOe1	N.mm	0.000	(atenção no sinal)
Força Tangencial na Engrenagem 2	FTe2	N	292.642	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Força Radial na Engrenagem 2	FRe2	N	122.991	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Força Axial na Engrenagem 2	FAe2	N	-168.957	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Torque devido à Engrenagem 2	TOe2	N.mm	11911.459	há apenas uma engrenagem nesse eixo
Torque Externo	TOext	N.mm	11911.459	Proveniente do segundo estágio
Reação Horizontal no Mancal A	XA	N	-41.729	Matriz
Reação Horizontal no Mancal B	XB	N	-81.262	Matriz
Reação Axial no Mancal B	YB	N	168.957	Matriz
Reação Vertical no Mancal A	ZA	N	-99.289	Matriz
Reação Vertical no Mancal B	ZB	N	-193.353	Matriz

Fatores de Dimensionamento do Eixo 3				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Raio de Arredondamento	r	mm	2.000	Zampese (pag. 20)
Rebaixo	h	mm	6.000	Zampese (pag. 20)
Diâmetro Menor Virtual	dv	mm	15.000	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Maior Virtual	DDv	mm	27.000	Opc. para determinar os FCT
Relação r/d Virtual	relv1	-	0.133	Opc. para determinar os FCT
Relação D/d Virtual	relv2	-	1.800	Opc. para determinar os FCT
Sensibilidade a Entalhe Axial	qa		0.900	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Axial Teórica	Kta		2.000	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Axial Real	Ka		1.900	
Sensibilidade a Entalhe Flexional	qf	-	0.900	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Flexional Teórica	Ktf	-	1.600	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Flexional Real	Kf	-	1.540	Shigley (pag. 928)
Sensibilidade a Entalhe Torcional	qt	-	0.970	Shigley (pag. 329), a partir de r e Sut
Concentração de Tensão Torcional Teórica	Ktt	-	1.350	Shigley (pag. 921), a partir da relação (r/d) e (D/d)
Concentração de Tensão Torcional Real	Kt	-	1.340	Shigley (pag. 928)
Primeiro Fator de Superfície	a	-	4.510	Shigley (pag. 322)
Segundo Fator de Superfície	b	-	-0.265	Shigley (pag. 322)
Fator de Superfície	kea	-	0.730	Shigley (pag. 322)
Fator de Tamanho	keb	-	0.928	Shigley (pag. 323)
Fator de Carregamento	kec	-	1.000	Shigley (pag. 324)
Fator de Temperatura	ked	-	0.549	Shigley (pag. 326)
Fator de Confiabilidade	kee	-	0.753	Shigley (pag. 327)

Dimensionamento do Eixo 3 pelo Critério de Tensão de Fadiga				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Média do Momento Fletor na Seção Crítica	Mcrim	N.mm	0.000	Gráfico acima
Amplitude do Momento Fletor na Seção Crítica	Mcria	N.mm	5459.403	Gráfico acima
Média do Momento Torsor na Seção Crítica	Tcrim	N.mm	23822.918	Gráfico acima
Amplitude do Momento Torsor na Seção Crítica	Tcria	N.mm	0.000	Gráfico acima
Média da Força Normal na Seção Crítica	Ncrim	N	168.957	Gráfico acima
Amplitude da Força Normal na Seção Crítica	Ncria	N	0.000	Gráfico acima
Tensão Limite de Fadiga Corrigida	Seceixo	MPa	136.202	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Menor Mínimo do Eixo	dme	-	14.248	Opc. para determinar os FCT
Diâmetro Maior Mínimo do Eixo	Dma	-	26.248	Opc. para determinar os FCT

**APÊNDICE C – DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS DO SISTEMA
DE REDUÇÃO**

ROLAMENTOS DO EIXO 1

Fatores de Dimensionamento dos Rolamentos do Eixo 1				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Vida em Horas do Rolamento	Lhr	horas	10000.000	Zampese (pag. 16)
Coefficiente de Vida do Rolamento	fhr	-	2.750	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Velocidade do Rolamento	fnr	-	0.130	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Temperatura do Rolamento	ftt	-	0.750	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Carga do Rolamento	fwr	-	1.300	Manual SKF (pag. A28)
Fator de Carga Radial/Axial	e	-	1.140	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A

Dimensionamento do Rolamento A				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Coefficiente de Carga Radial	XXa	-	0.350	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Coefficiente de Carga Axial	YYa	-	0.570	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Carga Equivalente no Mancal A	CeqA	N	2213.992	Catálogo SKF

Dimensionamento do Rolamento B				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Coefficiente de Carga Radial	XXb	-	1.000	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Coefficiente de Carga Axial	YYb	-	0.000	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Carga Equivalente no Mancal A	CeqB	N	3666.209	Catálogo SKF

ROLAMENTOS DO EIXO 2

Fatores de Dimensionamento dos Rolamentos do Eixo 2				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Vida em Horas do Rolamento	Lhr	horas	10000.000	Zampese (pag. 16)
Coefficiente de Vida do Rolamento	fhr	-	2.750	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Velocidade do Rolamento	fnr	-	0.170	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Temperatura do Rolamento	ftt	-	0.750	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Carga do Rolamento	fwr	-	1.300	Manual SKF (pag. A28)
Fator de Carga Radial/Axial	e	-	1.140	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A

Dimensionamento do Rolamento C				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Coefficiente de Carga Radial	XXa	-	1.000	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Coefficiente de Carga Axial	YYa	-	0.000	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Carga Equivalente no Mancal A	CeqA	N	5491.740	Catálogo SKF

Dimensionamento do Rolamento D				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Coefficiente de Carga Radial	XXb	-	1.000	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Coefficiente de Carga Axial	YYb	-	0.000	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Carga Equivalente no Mancal A	CeqB	N	6834.322	Catálogo SKF

ROLAMENTOS DO EIXO 3

Fatores de Dimensionamento dos Rolamentos do Eixo 3				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Vida em Horas do Rolamento	Lhr	horas	10000.000	Zampese (pag. 16)
Coefficiente de Vida do Rolamento	fhr	-	2.750	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Velocidade do Rolamento	fvr	-	0.250	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Temperatura do Rolamento	ftr	-	0.750	Manual SKF (pag. A26)
Coefficiente de Carga do Rolamento	fwr	-	1.300	Manual SKF (pag. A28)
Fator de Carga Radial/Axial	e	-	1.140	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A

Dimensionamento do Rolamento E				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Coefficiente de Carga Radial	XXa	-	0.350	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Coefficiente de Carga Axial	YYa	-	0.570	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Carga Equivalente no Mancal A	CeqA	N	2554.955	Catálogo SKF

Dimensionamento do Rolamento F				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Coefficiente de Carga Radial	XXb	-	1.000	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Coefficiente de Carga Axial	YYb	-	0.000	Zampese (pag. 17) - Séries 32A, 33A
Carga Equivalente no Mancal A	CeqB	N	3998.948	Catálogo SKF

**APÊNDICE D – DADOS TÉCNICOS DA SERRA CORTA-MÁRMORE
4100NHK (Makita)**



- **Potência:** 1.300 Watts
- **Rotação:** 13.000 rpm
- **Capacidade de Corte:** 34 mm (1 3/8")
- **Diâmetro do Furo:** 20 mm (3/4")
- **Diâmetro do Disco:** 110 mm (4 3/8")
- **Massa:** 2.9 kg

**APÊNDICE E – ORÇAMENTO PARA A USINAGEM DOS COMPONENTES
DA TURBINA DE POTÊNCIA**



FRESADORA SANTANA LTDA	
Rua Moxei, 236/246 – Lapa São Paulo/SP — CEP: 05068-010	
CNPJ-50.859.446/0001-44	INSC-111.186.732.112
PABX (11) 3757-8444	FAX (11) 3757-8400

São Paulo 17 de Setembro de 2008 — Orçamento 131838

**FRANCISCO PROFITO (USP) - (13558)
ATT FRANCISCO JOSE PROFITO**

Pela presente, relacionamos abaixo nossos preços para eventual fornecimento de:

**MÃO DE OBRA COMPLETA (MATÉRIA PRIMA FORNECIDA PELO
CLIENTE)**

Código	Descrição	Qtde	Valor Unitário
331604	CAIXA DADOS - 83X174X165	1	R\$ 750.00
331606	BASE DADOS - 156X235X12,7	1	R\$ 420.00
331609	EIXO DADOS - 35 X 125.25	1	R\$ 95.00
331610	TAMPA DADOS - 174X165X25,4	1	R\$ 550.00
331611	TAMPA 2 DADOS - 195X156X128	1	R\$ 520.00
331612	EIXO DESENHO Z35 DADOS - 42.4 X 237	1	R\$ 390.00
331613	EIXO DESENHO Z24 DADOS - 89.8 X 87	1	R\$ 650.00
331614	EIXO DESENHO Z47 DADOS - 84.4 X 137	1	R\$ 620.00
331615	DISCO DESENHO DADOS - 166 X 20	1	R\$ 90.00

Cond. Pagto: A VISTA	Prazo entrega: 45 DIAS	()CIF (X)FOB
IPI 0 % A INCLUIR	Validade n/Proposta_: 07/10/2008	Reajuste: FIXO
ICMS 0 % INCLUSO	Class.Fisca_: 8483.4090	

Responsável FABILINDA

**APÊNDICE F – PROGRAMA PARA A SIMULAÇÃO DO MODELO
ANALÍTICO DO SISTEMA ROTATIVO DO SEGUNDO ESTÁGIO**

ENTRADA DE DADOS

ANÁLISE QUALITATIVA DA DINÂMICA DE SISTEMAS ROTATIVOS

Dados Gerais do Sistema

CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Tipo de Análise	analise	-	EF_MR	-
Rotação de Regime do Sistema	N	rpm	15000,00	-
Posição Relativa do Mancal A	alfaA	%	0,03	-
Posição Relativa do Mancal B	alfaB	%	0,35	-
Posição Relativa do Rotor	alfaC	%	1,00	-
Aceleração da Gravidade na Direção X	gX	m/s ²	0,00	-
Aceleração da Gravidade na Direção Y	gY	m/s ²	0,00	-
Aceleração da Gravidade na Direção Z	gZ	m/s ²	-9,81	-

PROPRIEDADES DO EIXO				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Massa Específica	ro	kg/m ³	7800,00	-
Módulo de Elasticidade	EE	GPa	210,00	-
Comprimento	L	mm	237,00	-
Diâmetro	d	mm	20,00	Sempre Cilíndrico

PROPRIEDADES DO ROTOR				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Massa do Rotor	m_rotor	kg	0,9870	-
Momento de Inércia Transversal	Jt	kg.m ²	0,0010	-
Momento de Inércia Polar	Jp	kg.m ²	0,0020	-
Excentricidade do Desbalanceamento Estático	e	mm	10,00	-
Fase do Desbalanceamento Estático	alfa	°	0,00	-
Ângulo do Desbalanceamento Dinâmico	lambda	°	2,00	-

	PROPRIEDADES DOS MANCAIS				
	Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
MANCAL A	Rigidez	akxx	N/m	1,2000E+07	-
		akxz	N/m	0,0000E+00	-
		akzx	N/m	0,0000E+00	-
		akzz	N/m	1,2000E+07	-
	Amortecimento	acxx	N.s/m	0,0000E+00	-
		acxz	N.s/m	0,0000E+00	-
		aczx	N.s/m	0,0000E+00	-
		aczz	N.s/m	0,0000E+00	-
MANCAL B	Rigidez	bkxx	N/m	1,2000E+07	-
		bkxz	N/m	0,0000E+00	-
		bkzx	N/m	0,0000E+00	-
		bkzz	N/m	1,2000E+07	-
	Amortecimento	bcxx	N.s/m	0,0000E+00	-
		bcxz	N.s/m	0,0000E+00	-
		bczx	N.s/m	0,0000E+00	-
		bczz	N.s/m	0,0000E+00	-

ANÁLISE QUALITATIVA DA DINÂMICA DE SISTEMAS ROTATIVOS

PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO

PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO				
Descrição	Designação	Unidade	Valor	Observação
Limite Mínimo da Rotação	Nmin	rpm	0,00	-
Limite Máximo da Rotação	Nmax	rpm	20000,00	-
Passo da Rotação	dN	rpm	10,00	-
Tempo da Simulação	T	s	1,00	-
Passo de Tempo	dt	s	100,00	-

FUNÇÃO MAIN

```

clear all
close all
clc

disp(' >> ===== ');
disp(' >> =      ANÁLISE QUALITATIVA DA DINÂMICA DE SISTEMAS ROTATIVOS      1.0      = ');
disp(' >> =      ----- ');
disp(' >> =      Francisco José Profito    <-->    São Paulo, 15/11/2008      = ');
disp(' >> ===== ');

% IMPORTANDO DADOS

disp(' >> ***** IMPORTANDO DADOS ***** ');

[analise, Nop, alfaA, alfaB, alfaC, gX, gY, gZ, ro, EE, L, d, m_rotor, Jt, Jp, e, alfa, lambda, Km, Cm, Nmin, Nmax, dN, T, dt]=IMPORTA_DADOS_QUALIT_ROTOR;

% SOLUÇÃO

switch analise
case 'EF_MR'
disp(' >> ***** SOLUÇÃO ***** ');

[gl, qc_est, NN, RO, FN, Q, qc_tempo, qcp_tempo, qcg, qcgp]=SOL_EF_MR(analise, Nop, alfaA, alfaB, alfaC, gX, gY, gZ, ro, EE, L, d, m_rotor, Jt, Jp, e, alfa, lambda, Km, Cm, Nmin, Nmax, dN, T, dt);
disp(' >> ***** PLOTANDO RESULTADOS ***** ');

[R_m_orb]=PLOT_EF_MR(dt, e, lambda, gl, qc_est, NN, RO, FN, Q, qc_tempo, qcp_tempo, qcg, qcgp);
case 'ER_MF'
disp(' >> ***** SOLUÇÃO ***** ');

[gl, qc_est, NN, RO, FN, Q, qc_tempo, qcp_tempo, qcg, qcgp]=SOL_ER_MF(analise, Nop, alfaA, alfaB, alfaC, gX, gY, gZ, ro, EE, L, d, m_rotor, Jt, Jp, e, alfa, lambda, Km, Cm, Nmin, Nmax, dN, T, dt);
disp(' >> ***** PLOTANDO RESULTADOS ***** ');

[R_m_orb]=PLOT_ER_MF(dt, e, lambda, gl, qc_est, NN, RO, FN, Q, qc_tempo, qcp_tempo, qcg, qcgp);
case 'EF_MF'
disp(' >> ***** SOLUÇÃO ***** ');

[gl, qc_est, NN, RO, FN, Q, qc_tempo, qcp_tempo, qcg, qcgp]=SOL_EF_MF(analise, Nop, alfaA, alfaB, alfaC, gX, gY, gZ, ro, EE, L, d, m_rotor, Jt, Jp, e, alfa, lambda, Km, Cm, Nmin, Nmax, dN, T, dt);
disp(' >> ***** PLOTANDO RESULTADOS ***** ');

[R_m_orb]=PLOT_EF_MF(dt, e, lambda, gl, qc_est, NN, RO, FN, Q, qc_tempo, qcp_tempo, qcg, qcgp);
end

% FIM

disp(' >> ***** F I M   !!!   ***** ');

```

FUNÇÃO PARA IMPORTAÇÃO DE DADOS

```

function
[analise, Nop, alfaA, alfaB, alfaC, gX, gY, gZ, ro, EE, L, d, m_rotor, Jt, Jp, e, alfa, lambda, Km, Cm, N
min, Nmax, dN, T, dt]=IMPORTA_DADOS_QUALIT_ROTOR

[N,analise] = xlsread('qualit_rotor_inputs.xls',1,'F6');    % Tipo de Análise
    analise=char(analise);
[config] = xlsread('qualit_rotor_inputs.xls',1,'F7:F13');
    Nop=config(1);          % Rotação de Regime do Sistema [rpm]
    alfaA=config(2);        % Posição Relativa do Mancal A [%]
    alfaB=config(3);        % Posição Relativa do Mancal B [%]
    alfaC=config(4);        % Posição Relativa do Rotor [%]
    gX=config(5);           % Acel. Gravidade na Direção X [m/s2]
    gY=config(6);           % Acel. Gravidade na Direção X [m/s2]
    gZ=config(7);           % Acel. Gravidade na Direção X [m/s2]

[prop_eixo] = xlsread('qualit_rotor_inputs.xls',1,'F17:F20');
    ro=prop_eixo(1);        % Massa Específica [kg/m3]
    EE=prop_eixo(2);        % Módulo de Elasticidade [Pa]
    L=prop_eixo(3);         % Comprimento [m]
    d=prop_eixo(4);         % Diâmetro [m]

[prop_rotor] = xlsread('qualit_rotor_inputs.xls',1,'F24:F29');
    m_rotor=prop_rotor(1);  % Massa do Rotor [kg]
    Jt=prop_rotor(2);       % Momento de Inércia Transv. [kg.m2]
    Jp=prop_rotor(3);       % Momento de Inércia Polar [kg.m2]
    e=prop_rotor(4);        % Excent. Desbal. Estático [m]
    alfa=prop_rotor(5);     % Fase do Desbal. Estático [graus]
    lambda=prop_rotor(6);   % Ângulo do Desbal. Dinâmico [graus]

[prop_mancalA] = xlsread('qualit_rotor_inputs.xls',1,'F33:F40');
    akxx=prop_mancalA(1);   % Rigidezes do Mancal A [N/m]
    akxz=prop_mancalA(2);
    akzx=prop_mancalA(3);
    akzz=prop_mancalA(4);
    acxx=prop_mancalA(5);   % Amortecimentos do Mancal A [N.s/m]
    acxz=prop_mancalA(6);
    aczx=prop_mancalA(7);
    aczz=prop_mancalA(8);

[prop_mancalB] = xlsread('qualit_rotor_inputs.xls',1,'F41:F48');
    bkxx=prop_mancalB(1);   % Rigidezes do Mancal B [N/m]
    bkxz=prop_mancalB(2);
    bkzx=prop_mancalB(3);
    bkzz=prop_mancalB(4);
    bcxx=prop_mancalB(5);   % Amortecimentos do Mancal B [N.s/m]
    bcxz=prop_mancalB(6);
    bczx=prop_mancalB(7);
    bczz=prop_mancalB(8);

Km=[akxx akxz 0 0;akzx akzz 0 0;0 0 bkxx bkxz;0 0 bkzx bkzz];
Cm=[acxx acxz 0 0;aczx aczz 0 0;0 0 bcxx bcxz;0 0 bczx bczz];

[parametros] = xlsread('qualit_rotor_inputs.xls',2,'F6:F10');
    Nmin=parametros(1);    % Limite Mínimo da Rotação [rpm]
    Nmax=parametros(2);    % Limite Máximo da Rotação [rpm]
    dN=parametros(3);      % Passo da Rotação [rpm]
    T=parametros(4);       % Tempo da Simulação [s]
    dt=parametros(5);      % Passo de Tempo [s]

```

FUNÇÃO PARA A SOLUÇÃO DO PROBLEMA

```

function
[gl, qc_est, NN, R0, FN, Q, qc_tempo, qcp_tempo, qcg, qcgp]=SOL_EF_MF(analise, Nop, alfaA, alfaB,
alfaC, gX, gY, gZ, ro, EE, L, d, m_rotor, Jt, Jp, e, alfa, lambda, Km, Cm, Nmin, Nmax, dN, T, dt)

% DEFINIÇÃO DOS VETORES DE ROTAÇÃO E TEMPO

N=Nmin:dN:Nmax;                                % vetor das velocidade angulares em rpm
w=((pi/(30))*N);                                % vetor das velocidades angulares em rad/s
wop=((pi/(30))*Nop);                            % velocidade angular de operação em rad/s
t=0:(60/(dt*Nop)):(60/Nop);                    % vetor de tempo

% PROPRIEDADES

% Disco %

e=(1e-6)*e;
alfa = (pi/180)*alfa;                          % fase do desbal. estático em radianos
lambda =(pi/180)*lambda;                      % ângulo do desbal. Dinâmico em radianos

% matriz de inércia do disco
Md=[m_rotor 0 0 0;0 m_rotor 0 0;0 0 Jt 0;0 0 0 Jt];

% Eixo %

EE=(1e9)*EE;
L=(1e-3)*L;
d=(1e-3)*d;
m_eixo=((pi*ro*L*(d^2))/4);
II = (pi*d^4)/64;                             % momento de inércia de área do eixo
(seção cilíndrica)[m4]

if alfaC<alfaB                                % Rigidezes do Eixo para o Rotor entre Mancais
    KT=((3*EE*II/(L^3))*((1/((alfaB-alfaC)^3))+1/((alfaC-alfaA)^3)));
    KR=((3*EE*II/(L^2))*((1/((alfaA-alfaC)^2))-1/((alfaB-alfaC)^2)));
    mA=(alfaC*m_eixo);
    mB=((1-alfaC)*m_eixo);
else
    KT=(-12*EE*II/(L^3))*(((alfaA)+(2*alfaB)-(3*alfaC))/((4*alfaA)-
(alfaB)-(3*alfaC))*((alfaB-alfaC)^3)));
    KR=((6*EE*II/(L^2))*(((2*alfaA)+(alfaB)-(3*alfaC))/((4*alfaA)-(alfaB)-
(3*alfaC))*((alfaB-alfaC)^2)));
    mA=(0.5*(alfaA+alfaB));
    mB=(0.5*(1-(alfaA+alfaB)));
end

Ke=[KT 0 0 KR;0 KT KR 0;0 KR KT 0;KR 0 0 KT];
Me=[mA 0 0 0;0 mA 0 0;0 0 mB 0;0 0 0 mB];

[a w_size]=size(w);                          % dimensão dos vetores
[a gl]=size(Md);

% MATRIZES DE CORRELAÇÕES GEOMÉTRICAS

% Matriz de Equilíbrio do Eixo %

A1=[1 0 1 0;0 1 0 1;0 ((alfaA-alfaC)*L) 0 ((alfaB-alfaC)*L);((alfaC-
alfaA)*L) 0 ((alfaC-alfaB)*L) 0];

% Matriz que relaciona do deslocamento do eixo no ponto de acoplamento do
disco com os deslocamentos nos mancais

A2=[((alfaC-alfaB)/(alfaA-alfaB)) 0 ((alfaA-alfaC)/(alfaA-alfaB)) 0;0
((alfaB-alfaC)/(alfaB-alfaA)) 0 ((alfaC-alfaA)/(alfaB-alfaA));0 (1/(L*(alfaA-alfaB)))
0 (1/(L*(alfaB-alfaA)));1/(L*(alfaB-alfaA)) 0 1/(L*(alfaA-alfaB)) 0];

```

```

% MATRIZES FINAIS DO SISTEMA

M=[Md zeros(g1);zeros(g1) A1*Me];
Baux=(A1*Cm);
K=[Ke -Ke*A2;-Ke ((A1*Km)+(Ke*A2))];

%*=**=**=**=**=**=**=**=**=**=
%*= SOLUÇÃO ESTÁTICA =**
%*=**=**=**=**=**=**=**=**=**=

fext_p=[m_rotor*gX;m_rotor*gZ;0;0]; % forças estáticas do rotor (peso)
pm=A1*[mA*gX;mA*gZ;mB*gX;mB*gZ]; % forças estáticas do eixo (peso)
fext=[fext_p;pm];
qc_est=K\fext;

%*=**=**=**=**=**=**=**=**=**=
%*= SOLUÇÕES NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA =**
%*=**=**=**=**=**=**=**=**=**=

est=1;
cont=1;

while cont~=w_size && est==1

    G=[0 0 0 0;0 0 0 0;0 0 0 (-Jp*w(cont));0 0 (Jp*w(cont)) 0];
    B=[G zeros(g1);zeros(g1) Baux];

    % Solução Homogênea (Obtenção das Frequências Naturais - Diagrama de
    % Campbell)

    A=[zeros(2*g1) eye(2*g1)
        -inv(M)*K -inv(M)*B];

    [auto_valores]=eig(A);

    ampl=real(auto_valores);
    freq=imag(auto_valores);

    for k=1:4*g1
        if abs(ampl(k))<1e-8
            ampl(k)=0;
        end
        if ampl(k)>0
            est=0;
        end
    end

    NN(cont,1)=N(cont);
    RO(cont,:)=ampl';
    FN(cont,:)=freq';

    % Solução Homogênea (Espectro de Frequências)

    F_desb=[-
        m_rotor*e*((w(cont))^2)*i*exp(i*alfa);m_rotor*e*((w(cont))^2)*exp(i*alfa);-(Jt-
        Jp)*lambda*((w(cont))^2)*i;(Jt-Jp)*lambda*((w(cont))^2);0;0;0;0];
    A_barra=(-((w(cont))^2)*M)+((i*w(cont))*B)+K;
    Q(:,cont)=A_barra\F_desb;

    cont=cont+1;
end

%*=**=**=**=**=**=**=**=**=**=
%*= SOLUÇÕES NO DOMÍNIO DO TEMPO =**
%*=**=**=**=**=**=**=**=**=**=

G_tempo=[0 0 0 0;0 0 0 0;0 0 0 (-Jp*wop);0 0 (Jp*wop) 0];
B_tempo=[G_tempo zeros(g1);zeros(g1) Baux];

```

```

F_desb_tempo=[-
m_rotor*e*((wop)^2)*i*exp(i*alfa);m_rotor*e*((wop)^2)*exp(i*alfa);-(Jt-
Jp)*lambda*((wop)^2)*i;(Jt-Jp)*lambda*((wop)^2);0;0;0;0];
A_barra_tempo=((-(wop)^2)*M)+((i*wop)*B_tempo)+K);
Q_tempo=A_barra_tempo\F_desb_tempo;

qc_tempo=(Q_tempo)*(exp(i*wop*t));
qcp_tempo=i*wop*qc_tempo;
qc_tempo=real(qc_tempo);
qcp_tempo=real(qcp_tempo);

qcg=e*[sin(wop*t+alfa);cos(wop*t+alfa)];
qcgp=e*[cos(wop*t+alfa)*wop;-sin(wop*t+alfa)*wop];

```

FUNÇÃO PARA A PLOTAR RESULTADOS

```

function
[R_m_orb]=PLOT_EF_MF(dt,e,lambda,gl,qc_est,NN,RO,FN,Q,qc_tempo,qcp_tempo,qcg,qcgp)

```

% PLOTANDO RESULTADOS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIAS (Frequências Naturais)

```

FN_new=(1/(2*pi))*sort(FN)';
FN_new=abs(FN_new);
RO_new=sort(RO)';
rot_syn=(1/60)*NN;

figure('name','ANÁLISE DE ESTABILIDADE','color','w')
for i=1:4*gl
    plot(NN,RO_new(:,i),'-b','LineWidth',2);
    hold on
end
title('ANÁLISE DE ESTABILIDADE','fontsize',20,'fontweight','b')
xlabel('Rotação (rpm)','fontsize',16,'fontweight','b')
ylabel('Parte Real das Raízes','fontsize',16,'fontweight','b')
grid on

figure('name','DIAGRAMA DE CAMPBELL','color','w')
for i=1:4*gl
    plot(NN,FN_new(:,i),'-b','LineWidth',2);
    hold on
end
plot(NN,rot_syn,'-r','LineWidth',2);
title('DIAGRAMA DE CAMPBELL','fontsize',20,'fontweight','b')
xlabel('Rotação (rpm)','fontsize',16,'fontweight','b')
ylabel('Frequências Naturais (Hz)','fontsize',16,'fontweight','b')
grid on

```

% PLOTANDO RESULTADOS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA (Espectro de Frequências)

```

e=(1e-6)*e;
lambda =(pi/180)*lambda;
MODULO_Q=abs(Q);
MODULO_Q(1:2,:)=(1/e)*MODULO_Q(1:2,:);
MODULO_Q(3:4,:)=(1/lambda)*MODULO_Q(3:4,:);
R_m_orb=sqrt((MODULO_Q(1,:).^2)+(MODULO_Q(2,:).^2));

figure('name','RESPOSTA NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA','color','w')
aux1=R_m_orb;
aux2=[MODULO_Q(3,:);MODULO_Q(4,:)];
[AX,H1,H2]=plotyy(NN,aux1,NN,aux2,'plot');
title('RESPOSTA NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA','fontsize',20,'fontweight','b')
xlabel('Rotação (rpm)','fontsize',16,'fontweight','b')
set(get(AX(1),'Ylabel'),'String','Amplitude Normalizada do Raio Médio da
Órbita','fontsize',16,'fontweight','b','Color','k')
set(H1(1),'LineStyle','-','Color','b','LineWidth',2)
set(get(AX(2),'Ylabel'),'String','Amplitude Normalizada das
Rotações','fontsize',16,'fontweight','b')

```

```

set(H2(1), 'LineStyle', '-', 'Color', 'g', 'LineWidth', 1)
set(H2(2), 'LineStyle', '-', 'Color', 'r', 'LineWidth', 1)
grid on
legend(H1, 'Raio Médio da Órbita ( $|R_m|/e$ )', 'Location', 'Best')
legend(H2, 'Rotação na Direção X ( $|ThetaX|/\lambda$ )', 'Rotação da Direção Z'
( $|ThetaZ|/\lambda$ ), 'Location', 'Best')

% PLOTANDO NO DOMÍNIO DO TEMPO (Órbitas)

for i=1:2*gl
    qc_total(i,:)=qc_tempo(i,:)+qc_est(i,1);
end
qg_total=qc_total(1:2,:)+qcg;           % rG
qgp_total=qcp_tempo(1:2,:)+qcgp;       % rGp

n=int8(dt/10);
for i=1:10
    qc_total_aux(1:2,i)=qc_total(1:2,i*n);
    qcp_tempo_aux(1:2,i)=qcp_tempo(1:2,i*n);
    qg_total_aux(1:2,i)=qg_total(1:2,i*n);
    qgp_total_aux(1:2,i)=qgp_total(1:2,i*n);
end

figure('name','ÓRBITA DO CENTRO GEOMÉTRICO DO ROTOR','color','w')
subplot(1,3,1);
plot(qc_tempo(5,:),qc_tempo(6:),'-b','LineWidth',1);
hold on
plot(qc_total(5,:),qc_total(6:),'-r','LineWidth',1);
title('EIXO NO MANCAL A','fontsize',12,'fontweight','b')
xlabel('Deslocamento na Direção X (m)','fontsize',12,'fontweight','b')
xlim([-1e-3 1e-3])
ylabel('Deslocamento na Direção Z (m)','fontsize',12,'fontweight','b')
ylim([-1e-3 1e-3])
grid on
legend('Órbita sem Deslocamento Estático','Órbita com Deslocamento Estático')

subplot(1,3,2);
plot(qc_tempo(1,:),qc_tempo(2:),'-b','LineWidth',1);
hold on
plot(qc_total(1,:),qc_total(2:),'-r','LineWidth',1);
hold on
plot(qg_total(1,:),qg_total(2:),'-g','LineWidth',1);
hold on

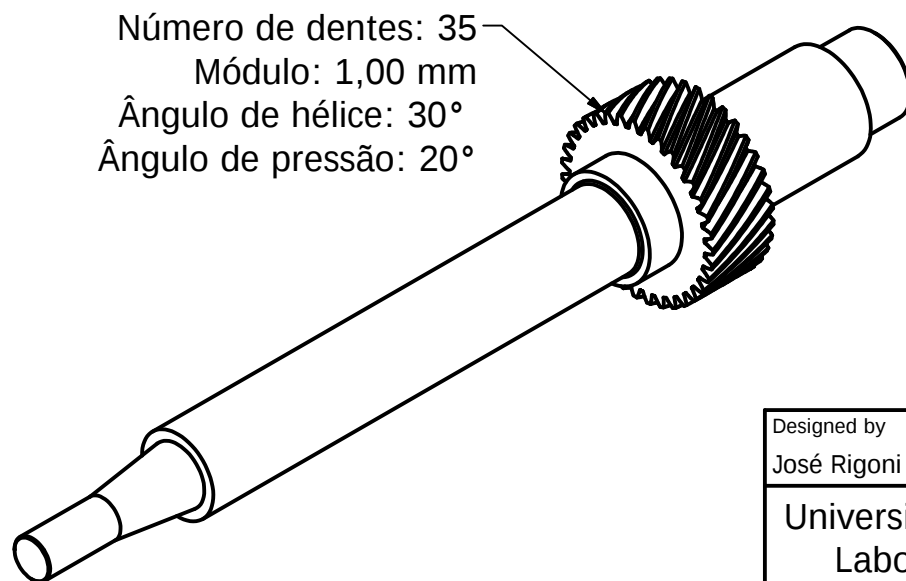
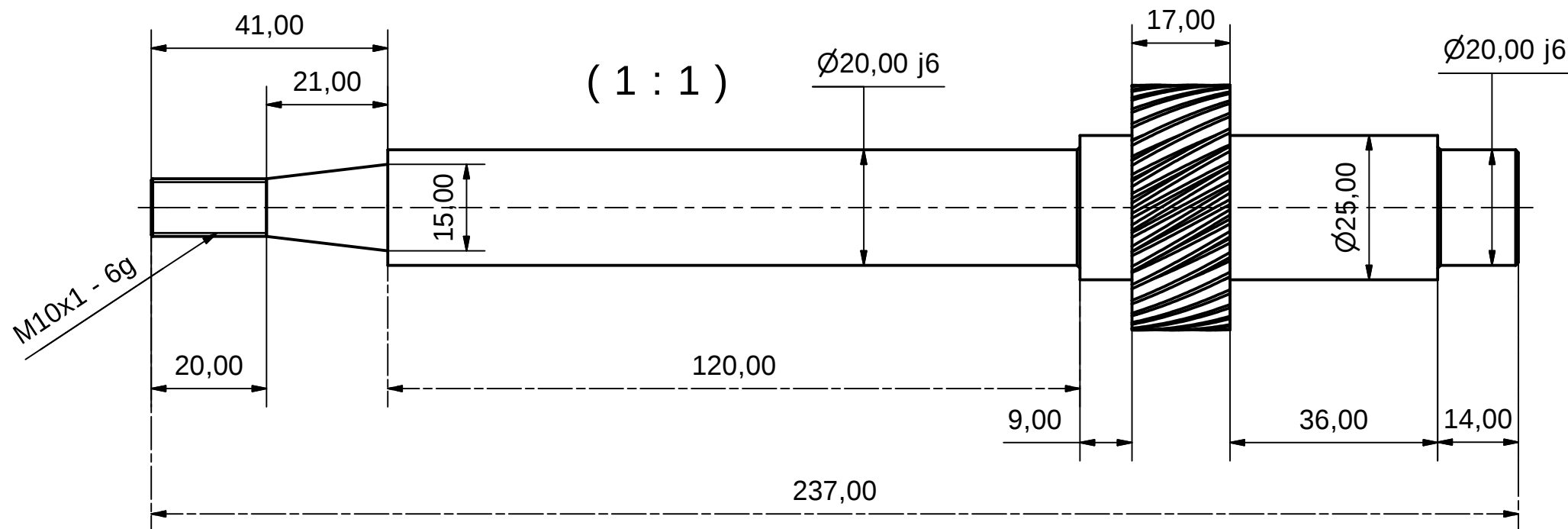
quiver(qc_total_aux(1,:),qc_total_aux(2,:),qcp_tempo_aux(1,:),qcp_tempo_aux(2:),'-r','LineWidth',2);
hold on

quiver(qg_total_aux(1,:),qg_total_aux(2,:),qgp_total_aux(1,:),qgp_total_aux(2:),'-g','LineWidth',2);
title('ÓRBITA DO CENTRO GEOMÉTRICO DO ROTOR','fontsize',20,'fontweight','b')
xlabel('Deslocamento na Direção X (m)','fontsize',12,'fontweight','b')
xlim([-1e-3 1e-3])
ylabel('Deslocamento na Direção Z (m)','fontsize',12,'fontweight','b')
ylim([-1e-3 1e-3])
grid on
legend('Órbita do Centro Geométrico sem Deslocamento Estático','Órbita do Centro Geométrico com Deslocamento Estático','Órbita do Centro de Massa')

subplot(1,3,3);
plot(qc_tempo(7,:),qc_tempo(8:),'-b','LineWidth',1);
hold on
plot(qc_total(7,:),qc_total(8:),'-r','LineWidth',1);
title('EIXO NO MANCAL B','fontsize',12,'fontweight','b')
xlabel('Deslocamento na Direção X (m)','fontsize',12,'fontweight','b')
xlim([-1e-3 1e-3])
ylabel('Deslocamento na Direção Z (m)','fontsize',12,'fontweight','b')
ylim([-1e-3 1e-3])
grid on
legend('Órbita sem Deslocamento Estático','Órbita com Deslocamento Estático')

```

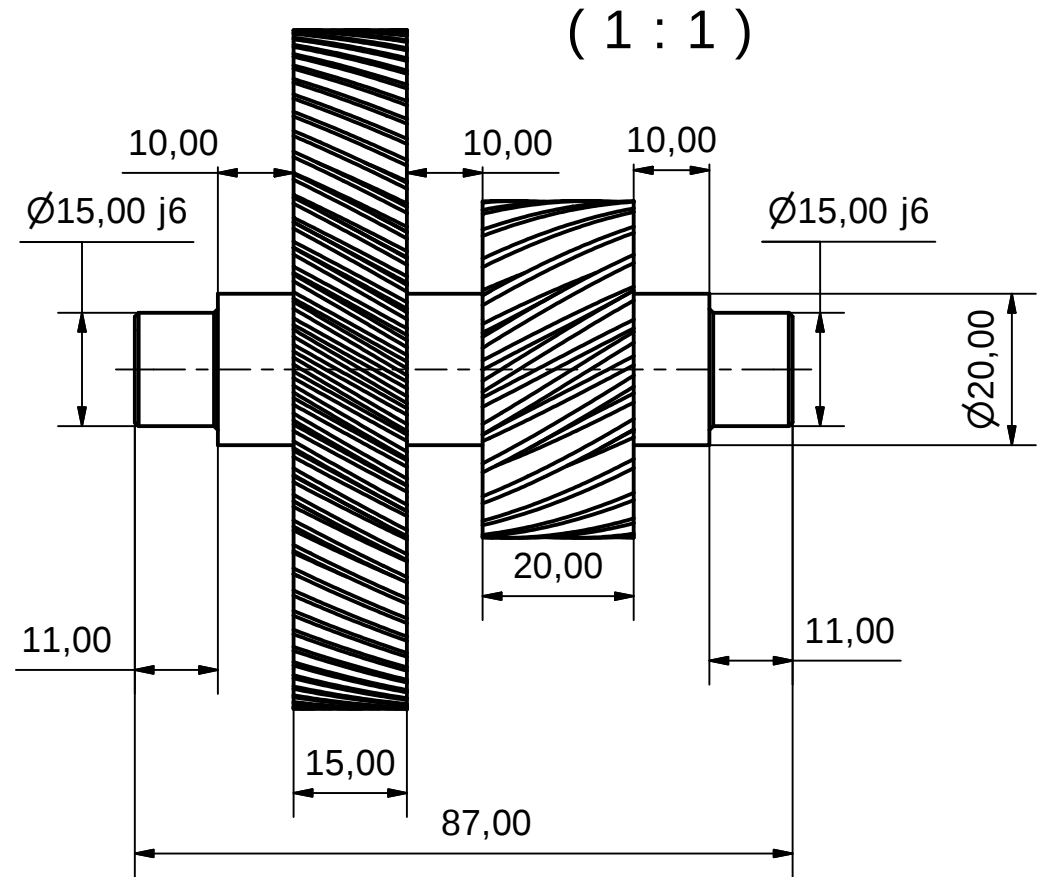
APÊNDICE G – DESENHOS DE FABRICAÇÃO



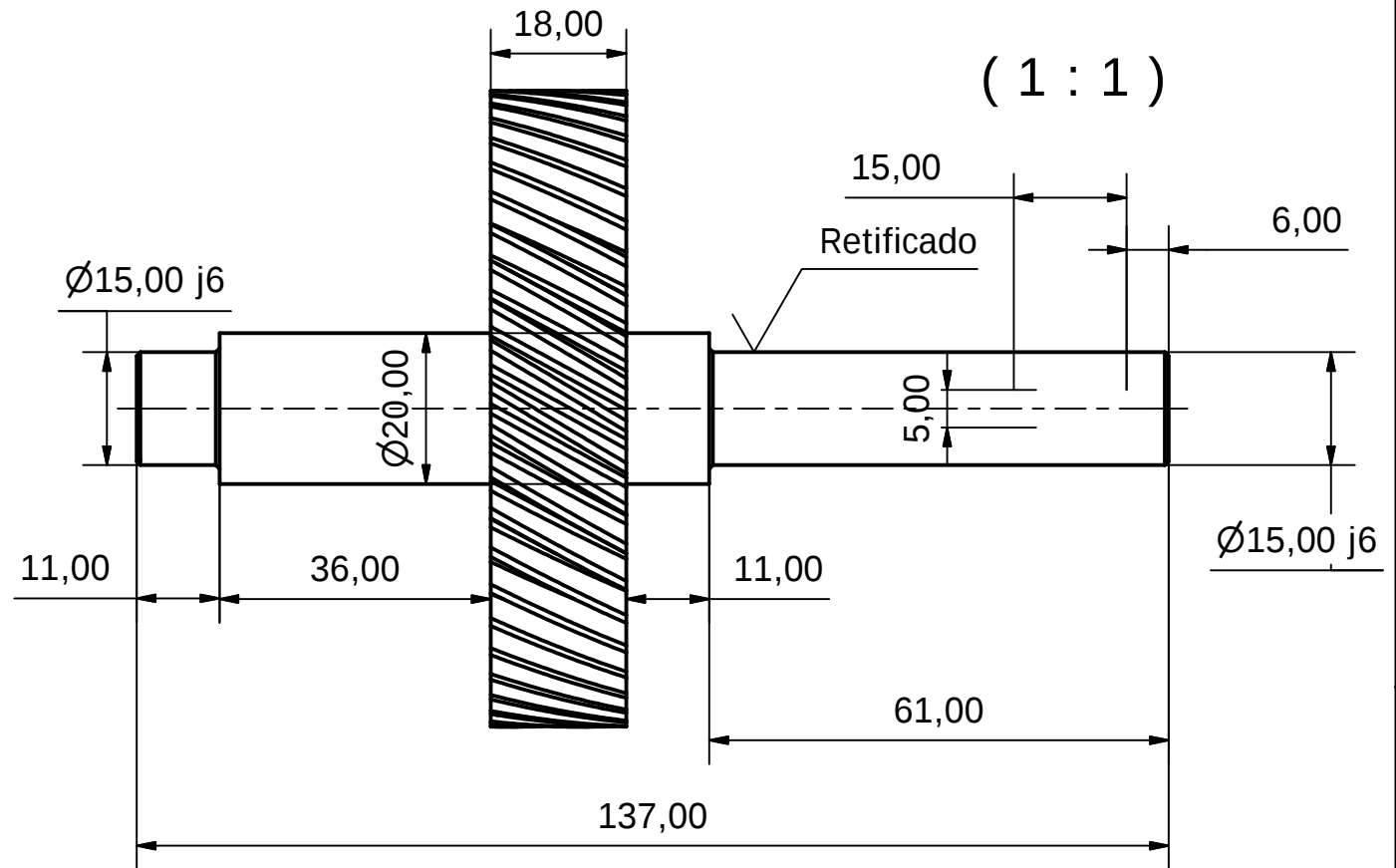
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date
José Rigoni Jr.	Francisco J. Profito	Guenther Carlos Krieger		20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		Aço ABNT 4340		
		Eixo do Rotor (1)	Edition 1	Sheet 1 / 15



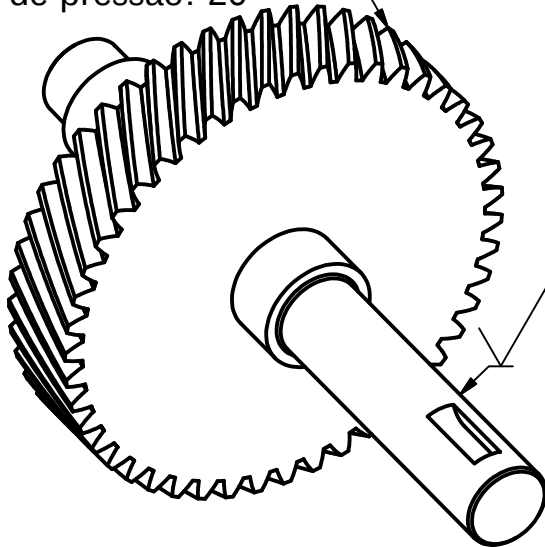
- Número de dentes: 24
Módulo: 1,50 mm
Ângulo de hélice: 30°
Ângulo de pressão: 20°



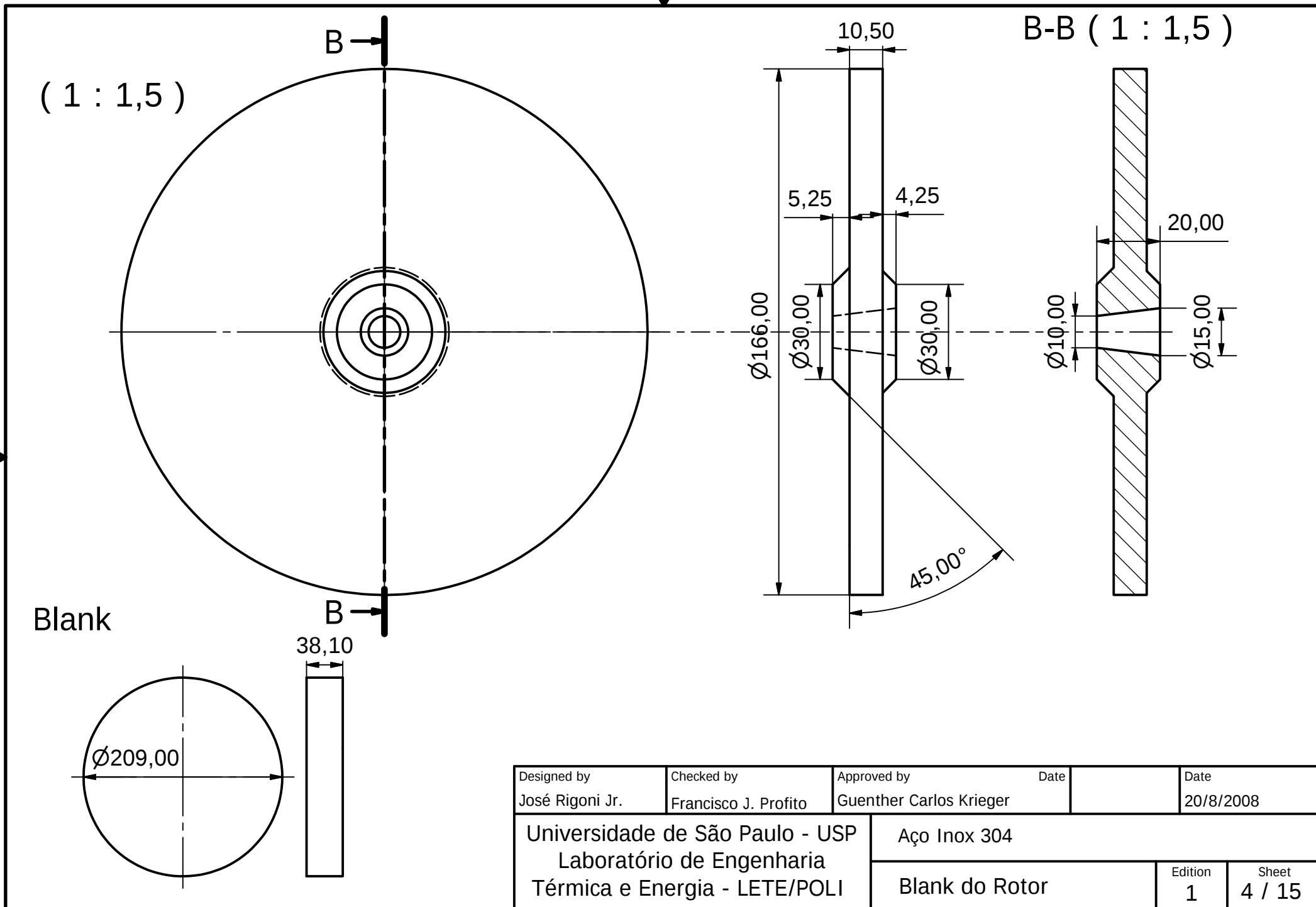
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date
José Rigoni Jr.	Francisco J. Profito	Guenther Carlos Krieger		20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		Aço ABNT 4340		
		Eixo Intermediário (2)	Edition 1	Sheet 2 / 15



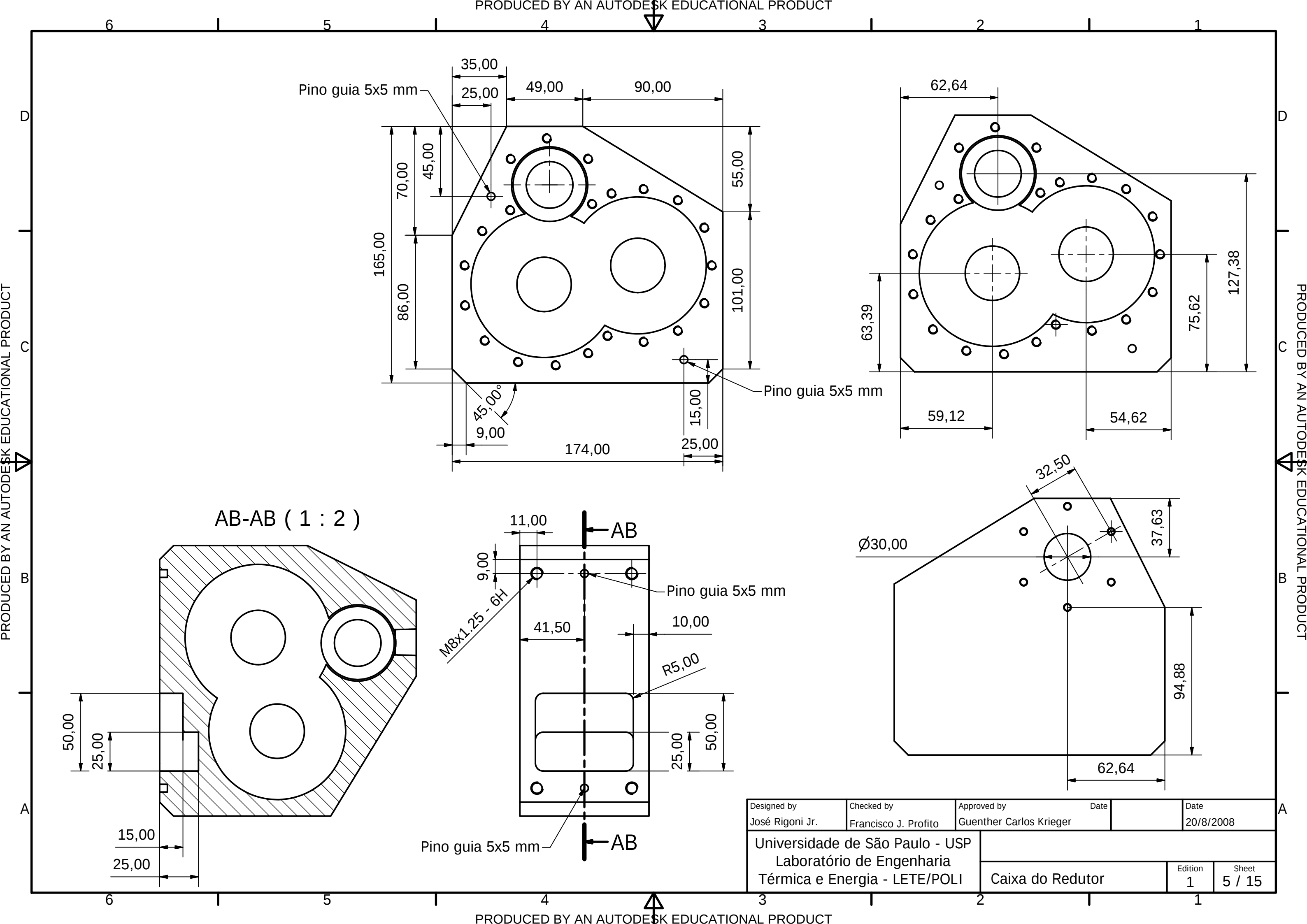
Número de dentes: 47
 Módulo: 1,50 mm
 Ângulo de hélice: 30°
 Ângulo de pressão: 20°

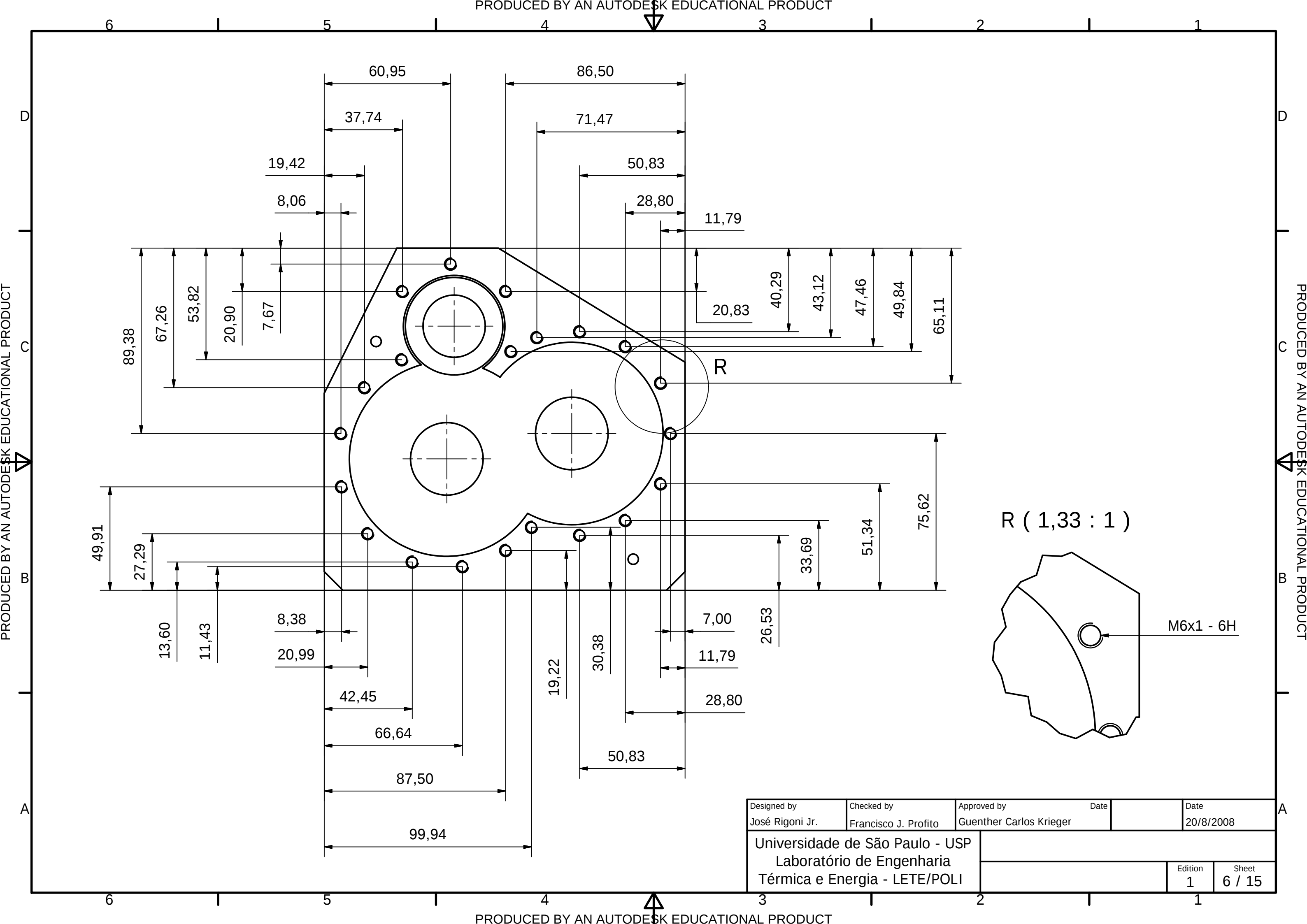


Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI			Aço ABNT 4340	
Eixo de Saída (3)			Edition 1	Sheet 3 / 15



Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		Aço Inox 304		
Blank do Rotor			Edition 1	Sheet 4 / 15

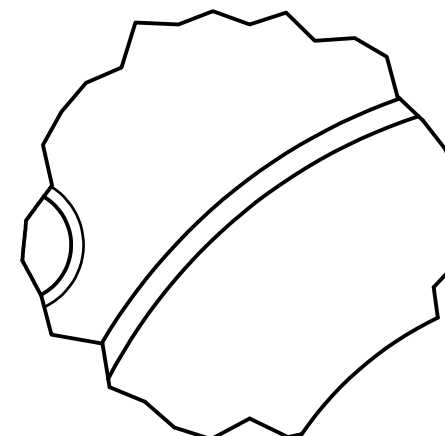




D
C
B
A

D
C
B
A

AA (1:1,33)

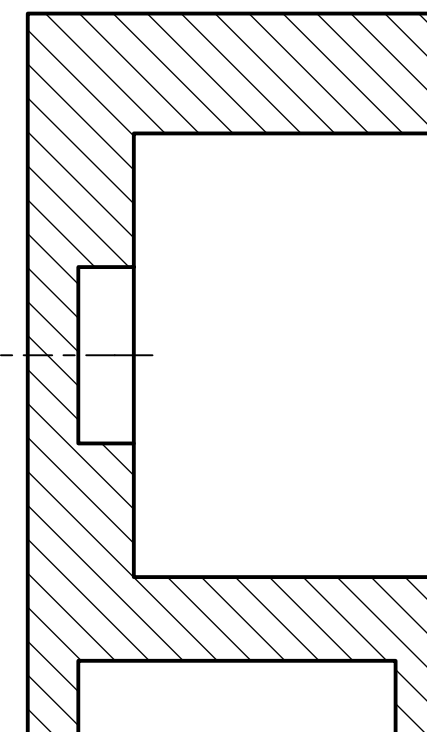
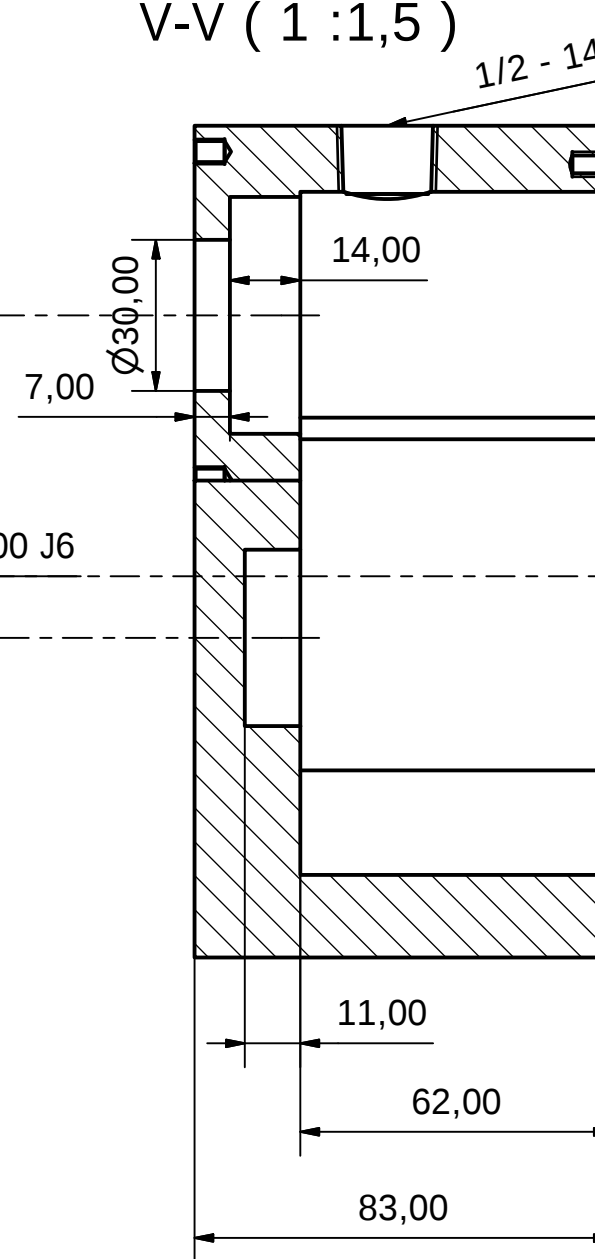
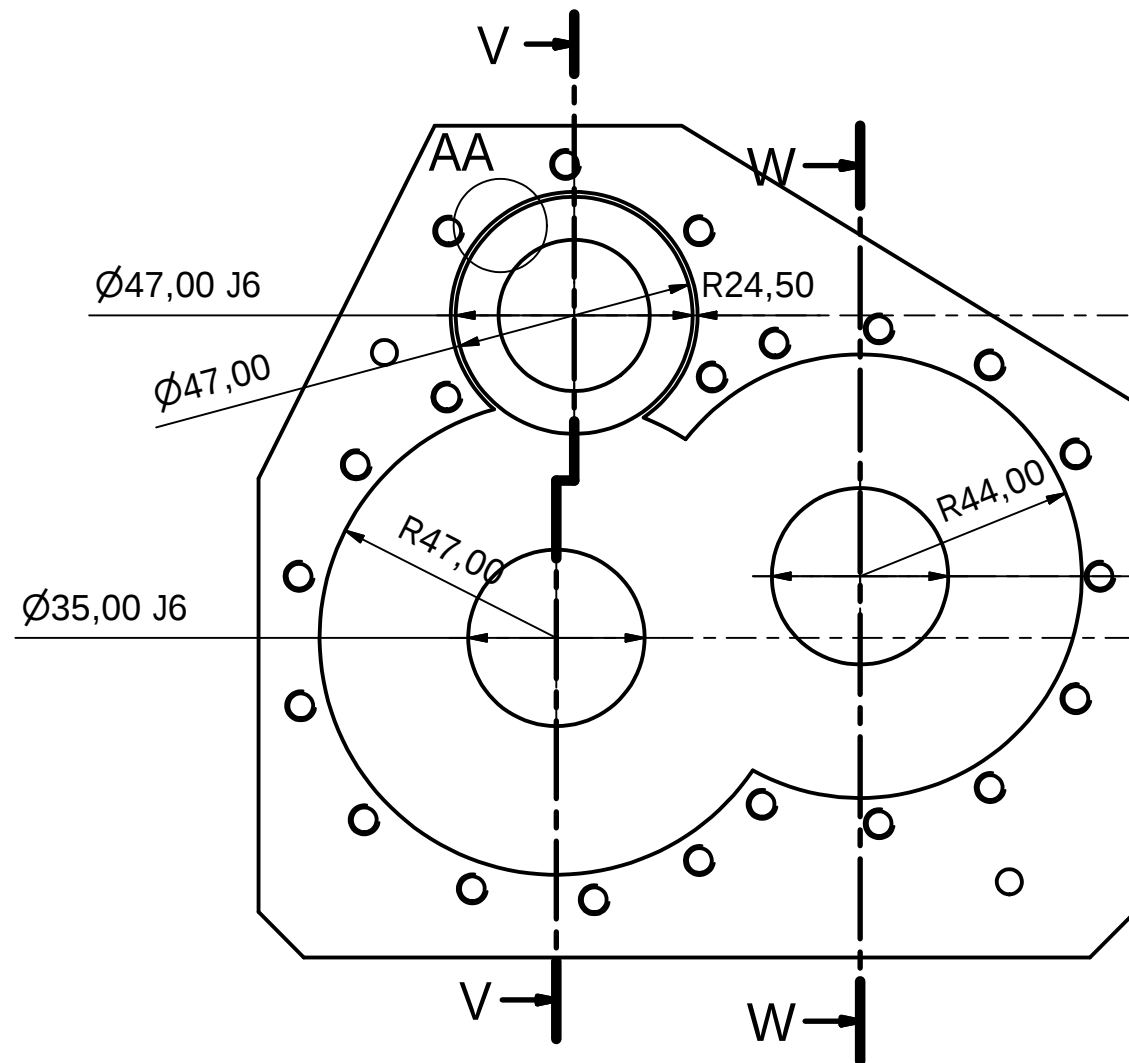


(1 :1,5)

V-V (1 :1,5)

1/2 - 14 NPT

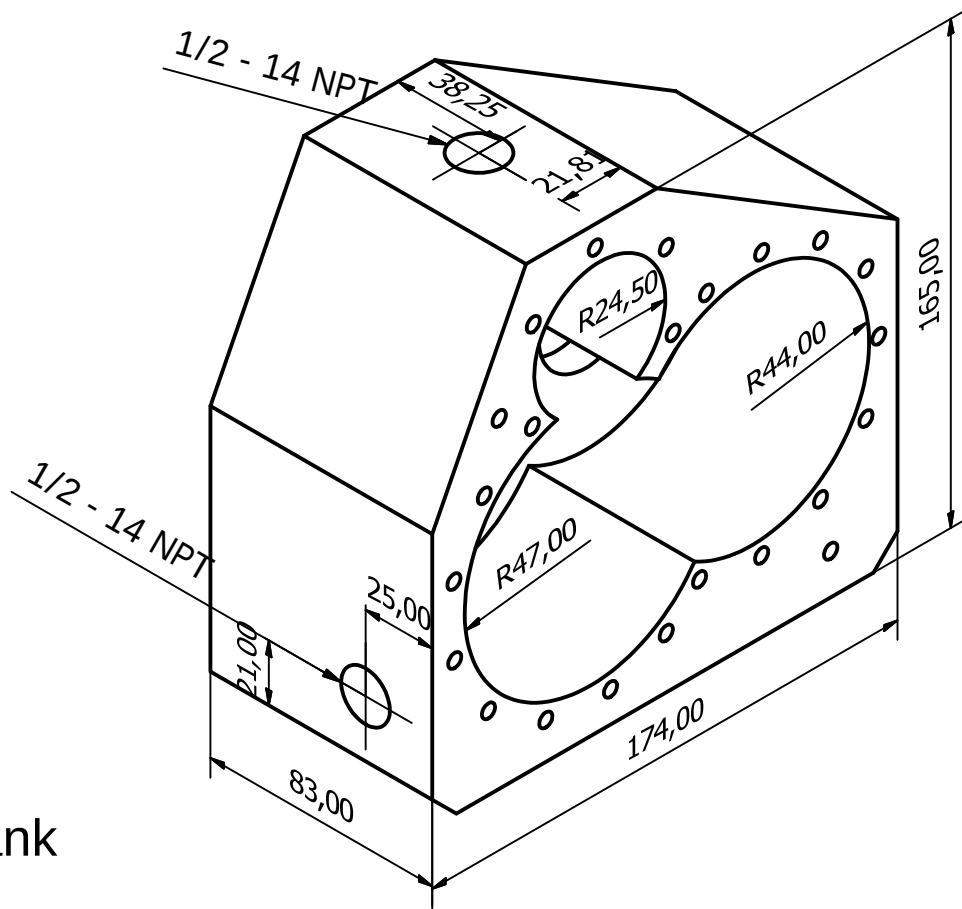
W-W (1 :1,5)



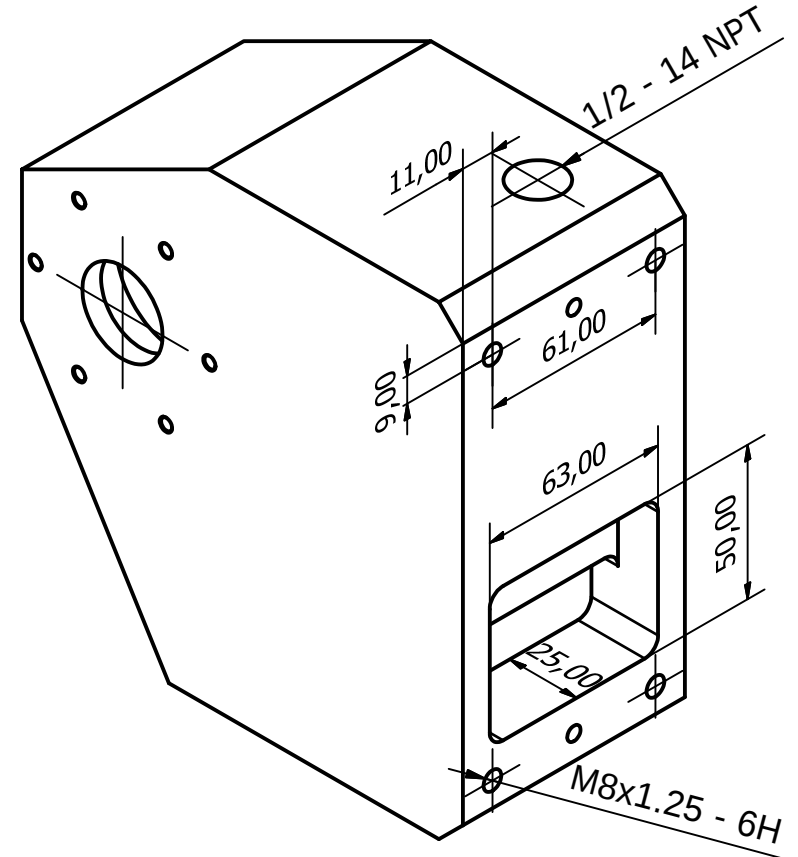
ABNT - VP50IM
Caixa do Redutor

Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI			Edition 1	Sheet 7 / 15

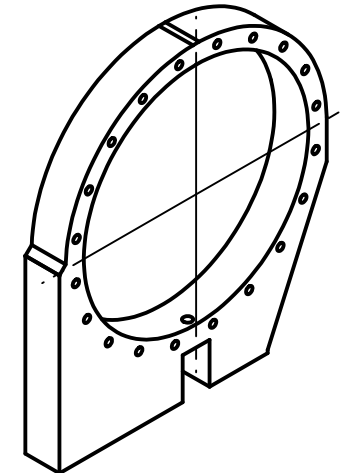
(1 : 2)



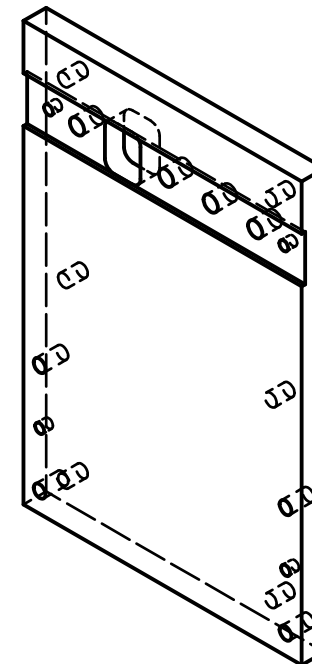
Blank



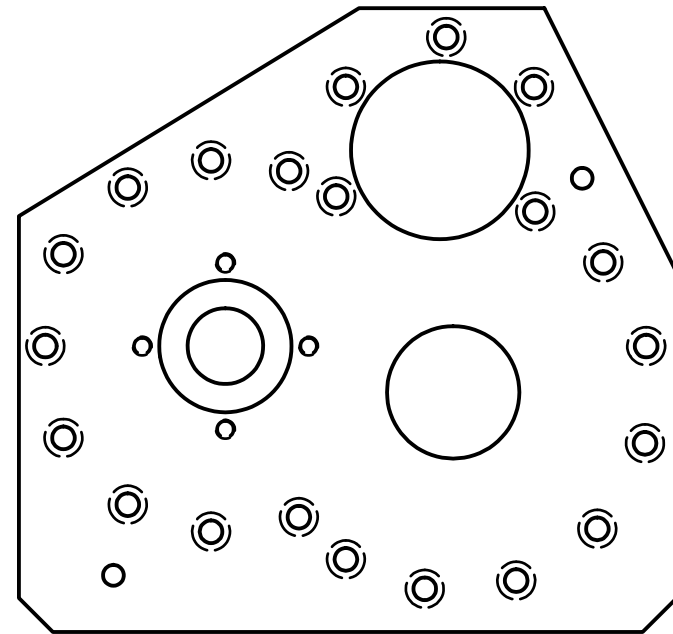
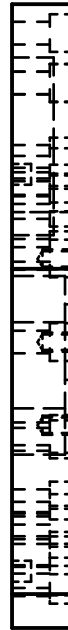
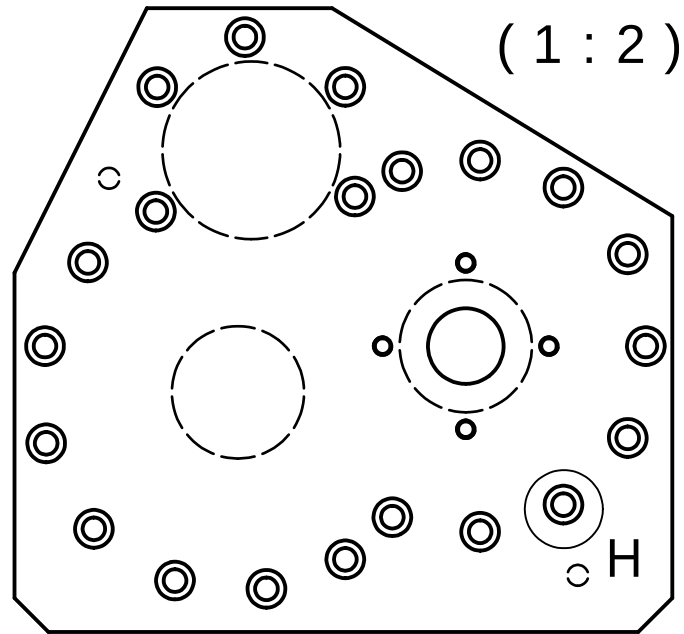
Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT - VP50IM	
Caixa do Redutor		Edition 1	Sheet 8 / 15



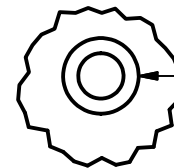
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date
José Rigoni Jr.	Francisco J. Profito	Guenther Carlos Krieger		20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT - VP50IM		
		Colar do rotor	Edition 1	Sheet 9 / 15



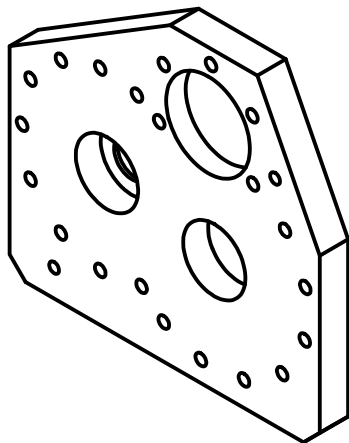
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date
José Rigoni Jr.	Francisco J. Profito	Guenther Carlos Krieger		20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT - VP50IM		
		Base do Conjunto	Edition 1	Sheet 10 / 15



H (1 : 1)

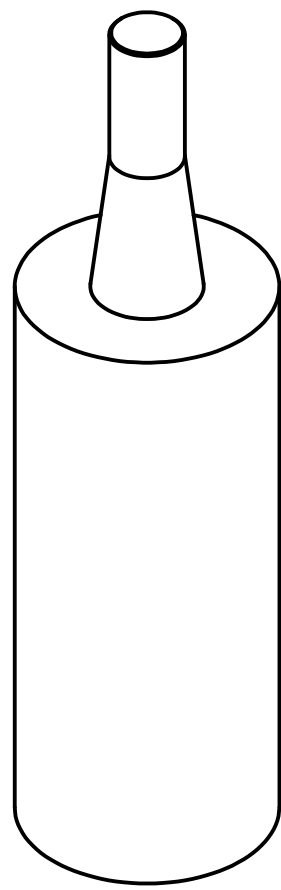
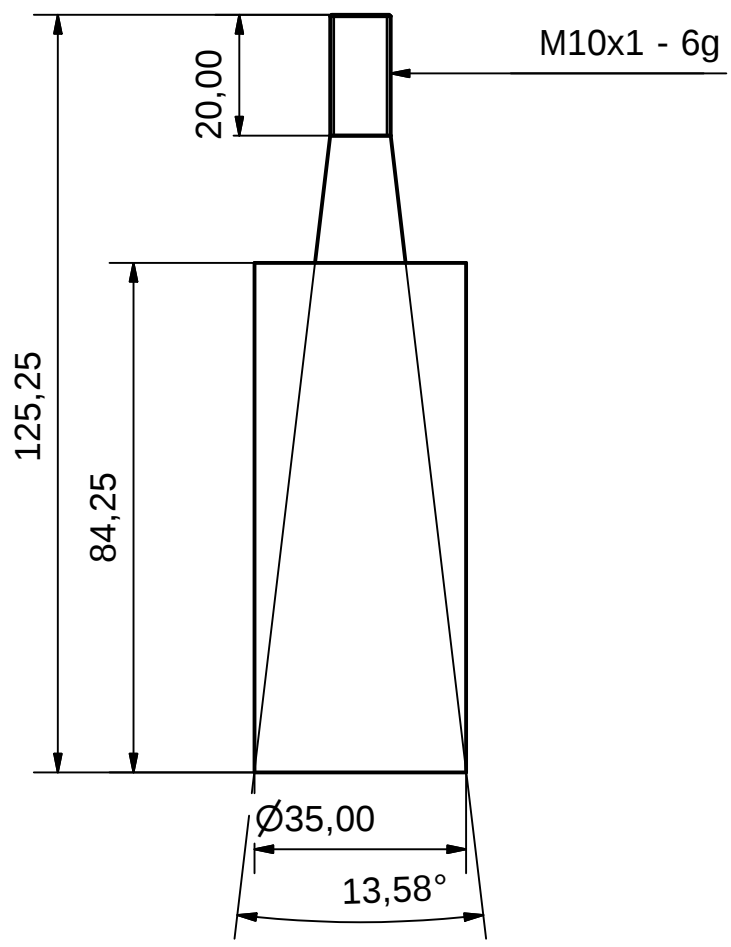


Ø6,00 -18,00 DEEP
 □ Ø10,00 ▽ 6,00



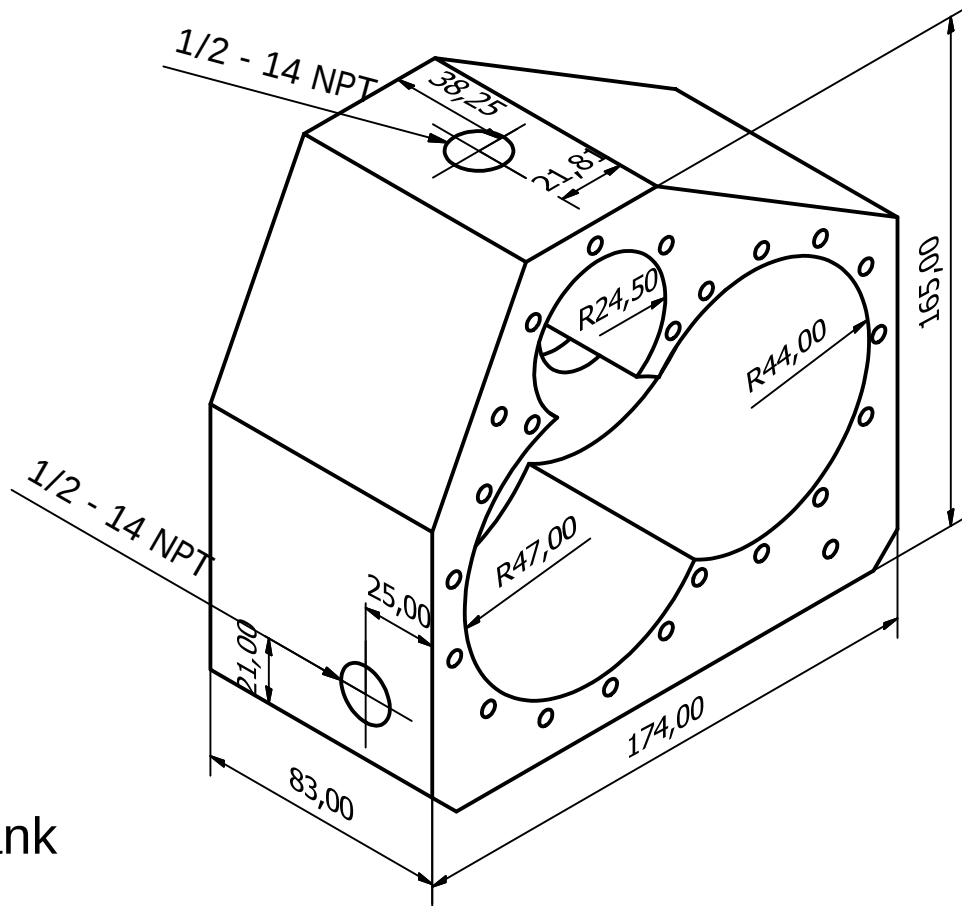
Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI			Tampa da Caixa	
			Edition 1	Sheet 11 / 15

(1: 1,25)

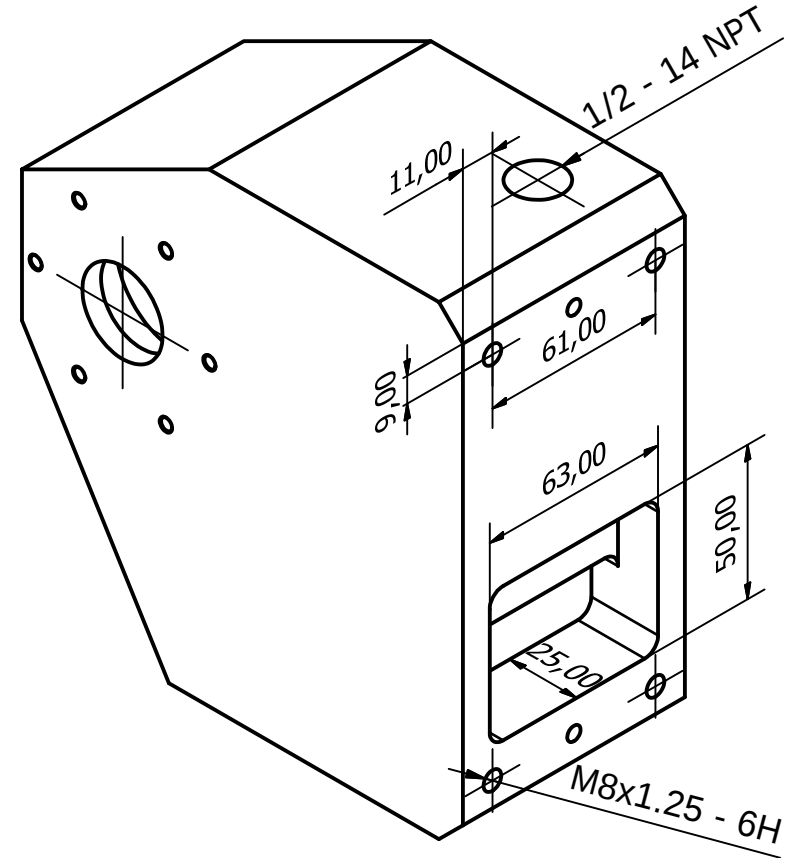


Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT 1020		
Eixinho		Edition 1	Sheet 12 / 15	

(1 : 2)



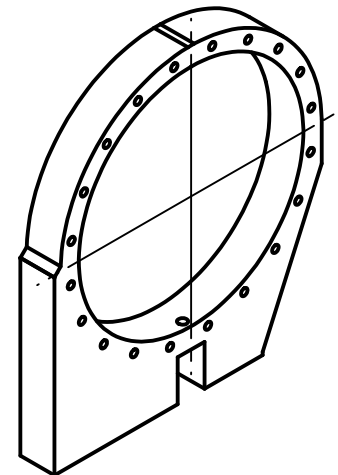
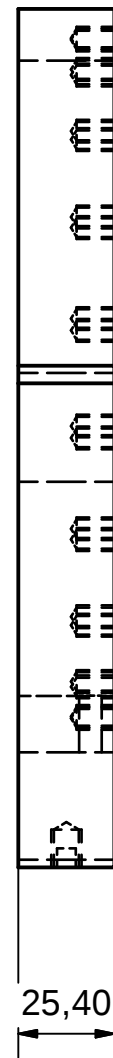
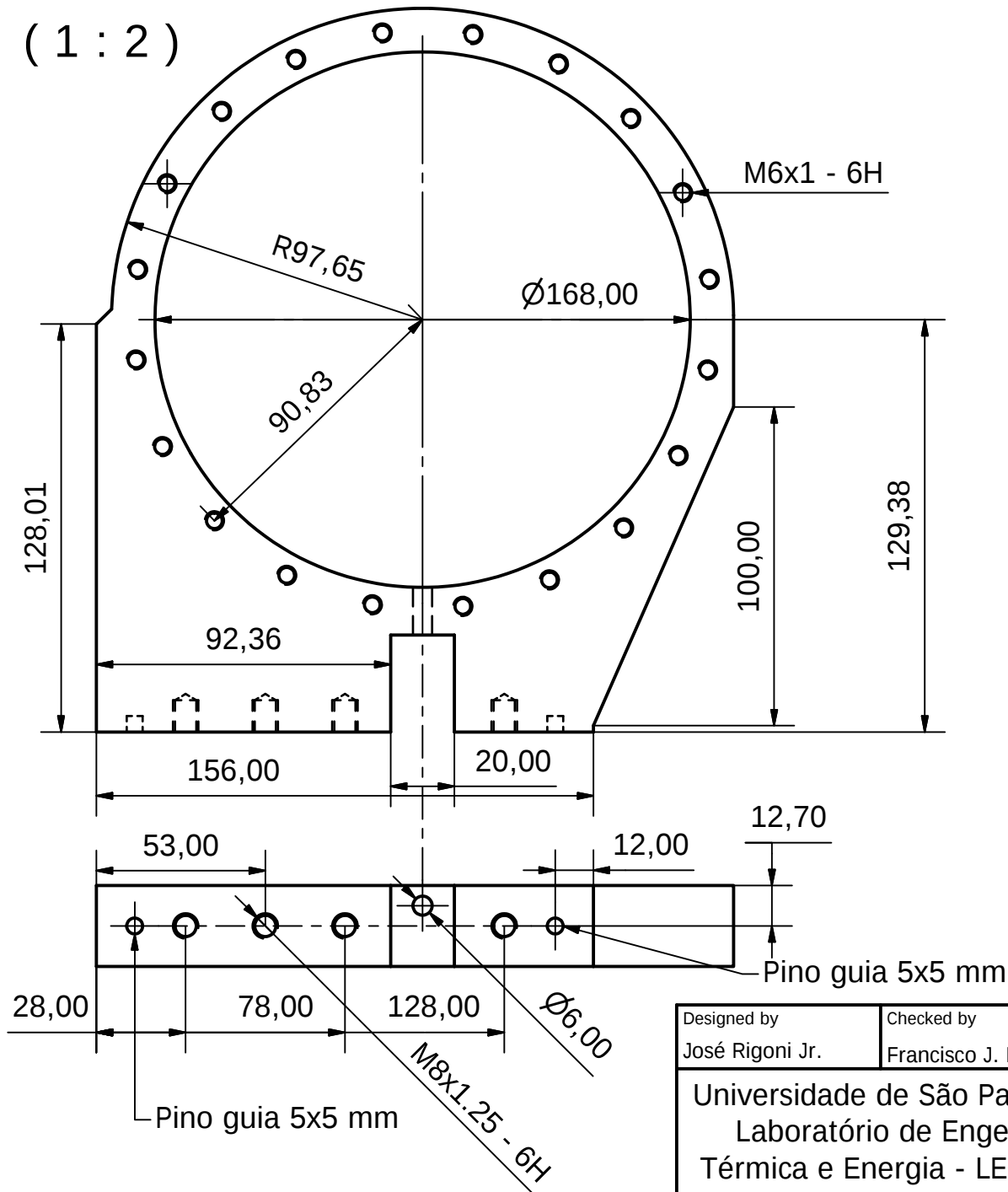
Blank



Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT - VP50IM	
Caixa do Redutor		Edition 1	Sheet 8 / 15

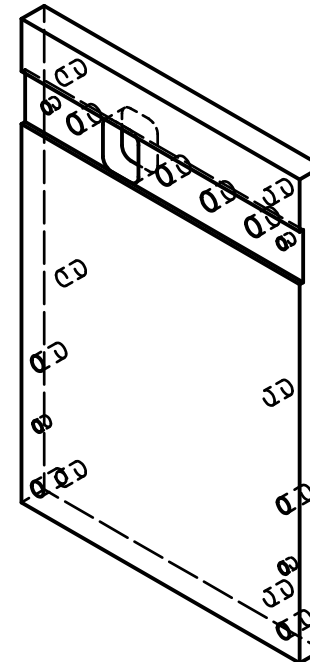
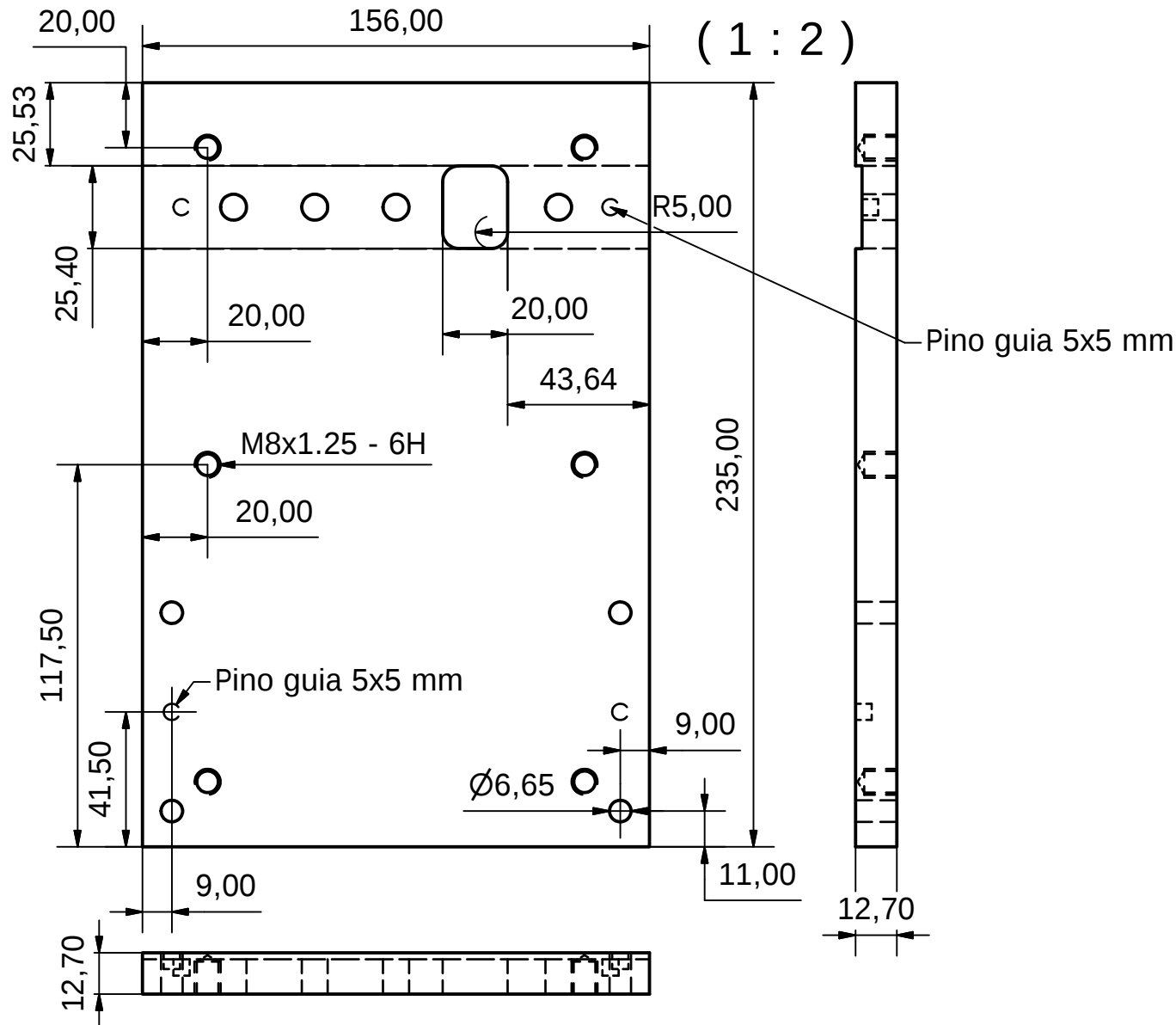


(1 : 2)



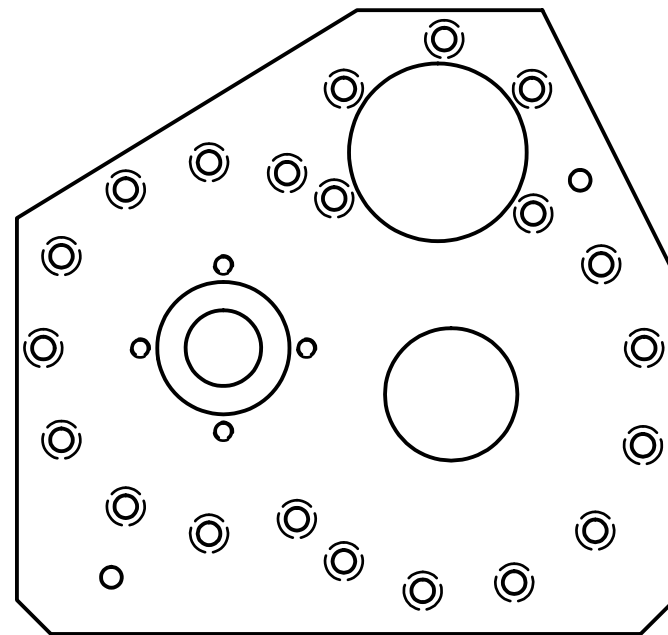
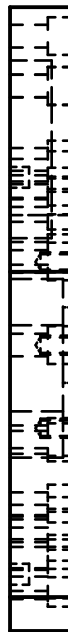
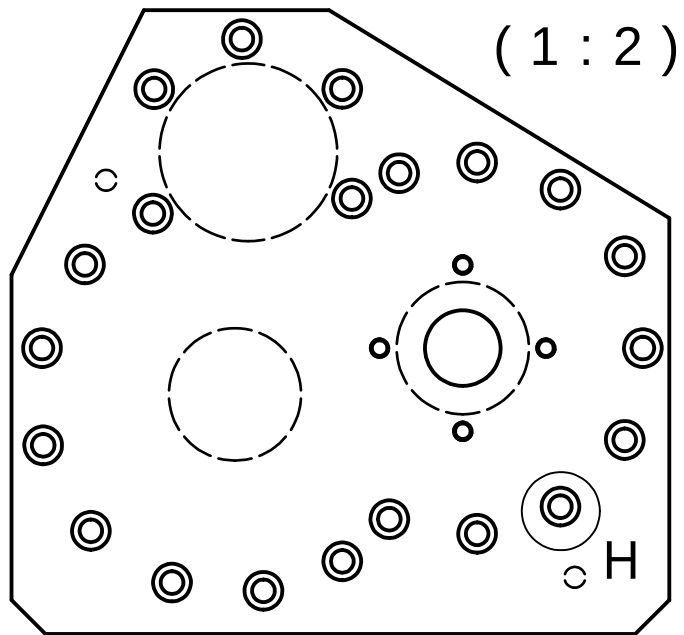
Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT - VP50IM		
Colar do rotor		Edition 1	Sheet 9 / 15	



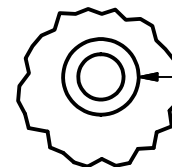


Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT - VP50IM	
Base do Conjunto		Edition 1	Sheet 10 / 15

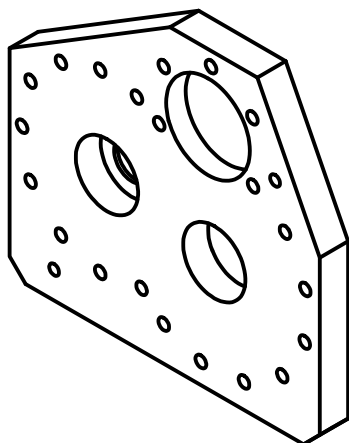




H (1 : 1)

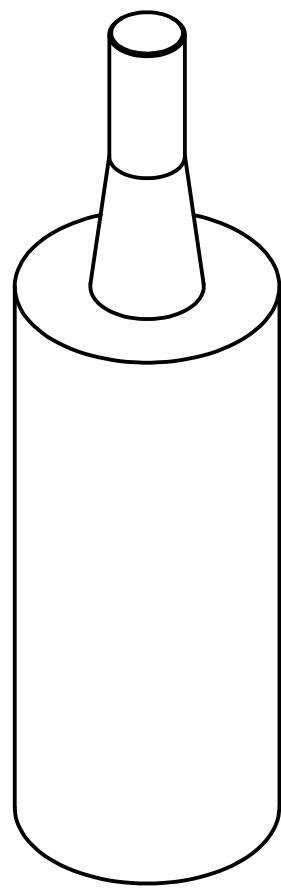
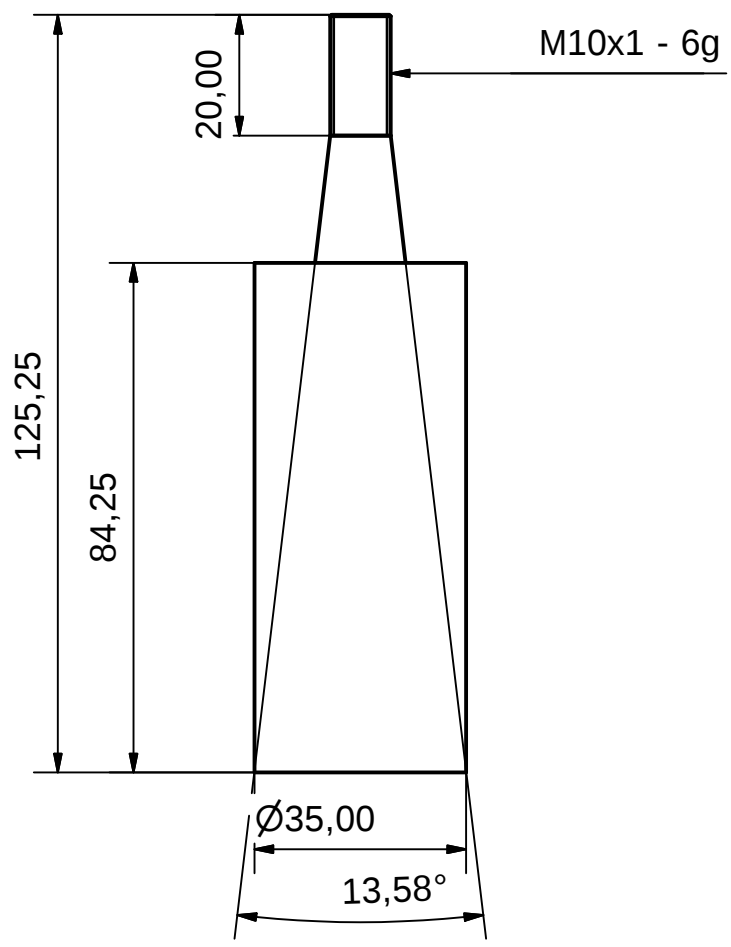


Ø6,00 -18,00 DEEP
 □ Ø10,00 ▽ 6,00

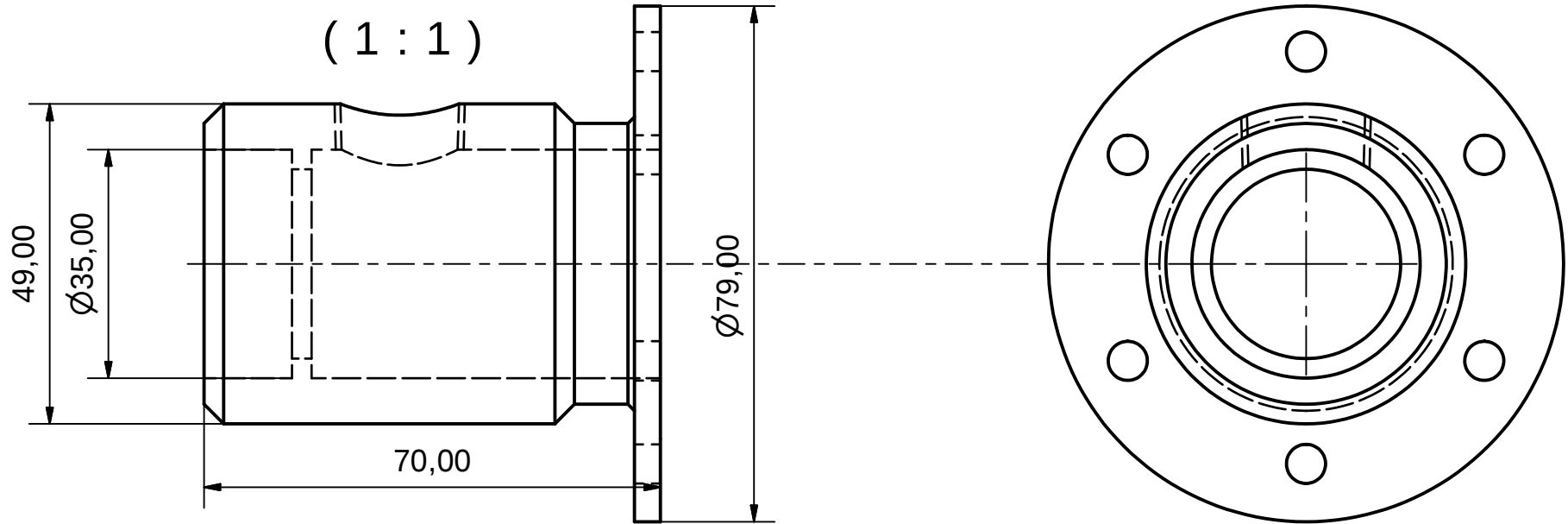


Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI			Tampa da Caixa	
			Edition 1	Sheet 11 / 15

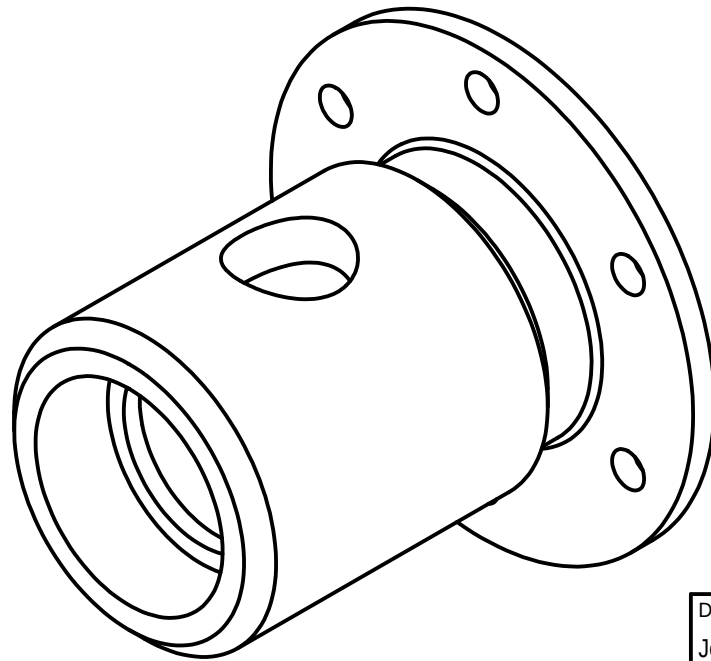
(1: 1,25)



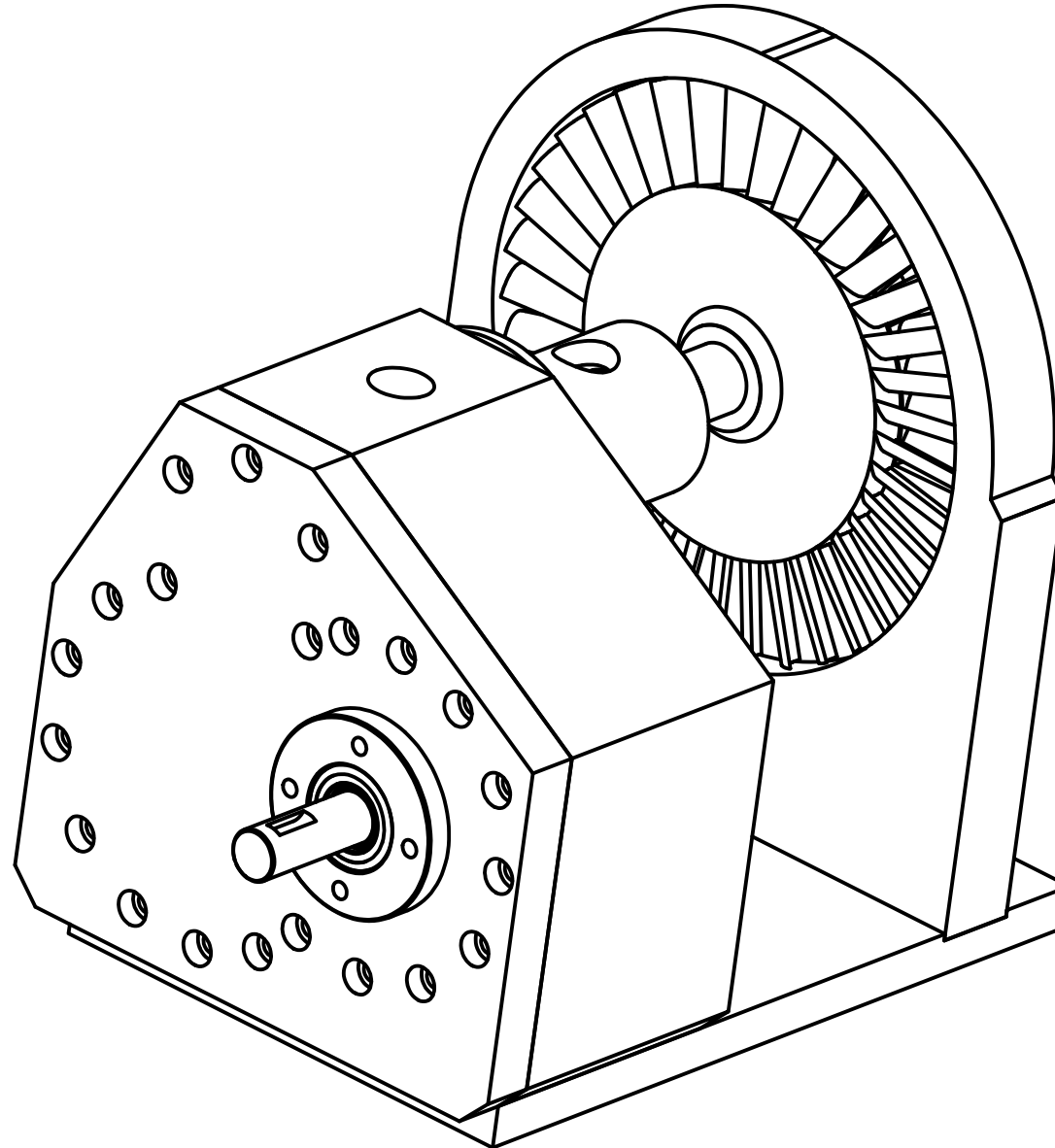
Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT 1020		
Eixinho		Edition 1	Sheet 12 / 15	



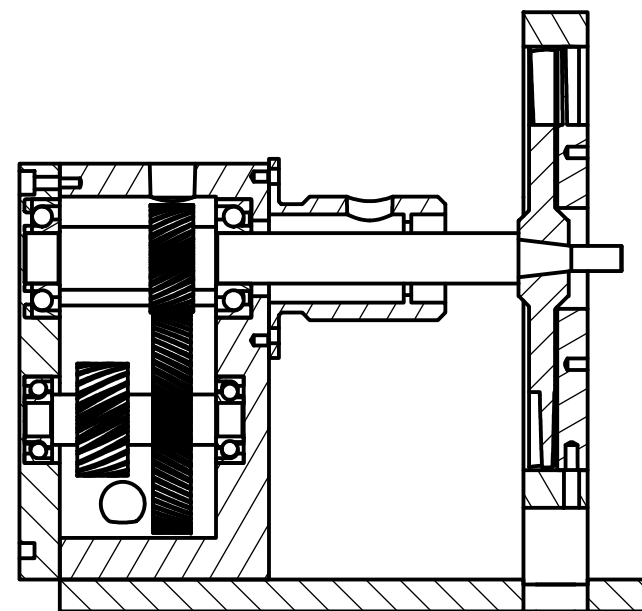
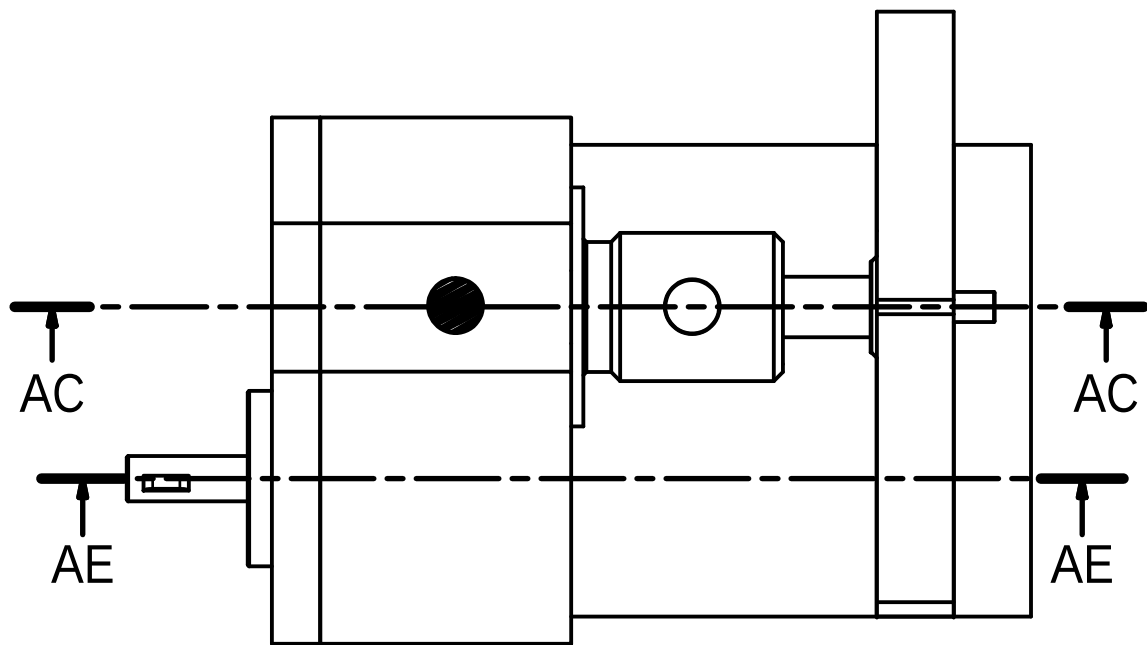
Blank



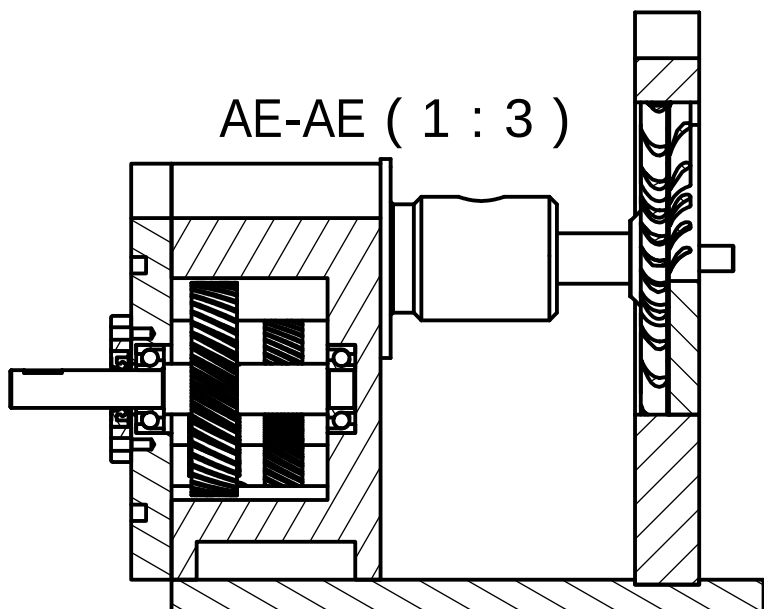
Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		ABNT 1045	
		Resfriador	Edition 1
			Sheet 13 / 15



Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI		Conjunto Final	Edition 1 Sheet 14 / 15



AE-AE (1 : 3)



AC-AC (1 : 3)

Designed by José Rigoni Jr.	Checked by Francisco J. Profito	Approved by Guenther Carlos Krieger	Date 20/8/2008	Date 20/8/2008
Universidade de São Paulo - USP Laboratório de Engenharia Térmica e Energia - LETE/POLI			Conjunto Final	Edition 1
				Sheet 15 / 15