



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DE UM EQUIPAMENTO HPT (HIGH
PRESSURE TORSION) ADAPTADO A UMA MÁQUINA DE
ENSAIO DE COMPRESSÃO DE 200T.**

MARCELL FILHO DA SILVA FERREIRA

Belo Horizonte, 24 abril de 2017.

Marcell Filho da Silva Ferreira

DESENVOLVIMENTO DE UM EQUIPAMENTO HPT (HIGH PRESSURE TORSION) ADAPTADO A UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE COMPRESSÃO DE 200T.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projetos Mecânicos

Orientador: Prof. Antônio Eustáquio de Melo Pertence

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

Ano 2017

F383d

Ferreira, Marcell Filho da Silva.

Desenvolvimento de um equipamento HPT (High Pressure Torsion) adaptado a uma máquina de ensaio de compressão de 200T [manuscrito] / Marcell Filho da Silva Ferreira. – 2017.
xxii, 138 f., enc.: il.

Orientador: Antônio Eustáquio de Melo Pertence.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos e apêndices: f. 129-138.

Bibliografia: f. 125-128.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Projetos mecânicos - Teses.
3. Materiais - Deformações - Teses. 4. Deformações (Mecânica) - Teses.
I. Pertence, Antônio Eustáquio de Melo. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

"DESENVOLVIMENTO DE UM EQUIPAMENTO HPT (HIGH PRESSURE TORSION) ADAPTADO A UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE COMPRESSÃO DE 200T"

MARCELL FILHO DA SILVA FERREIRA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Projeto Mecânico**".

Dissertação aprovada no dia 24 de abril de 2017.

Por:

Handwritten signature of Prof. Antônio Eustáquio de Melo Pertence in blue ink.

Prof. Antônio Eustáquio de Melo Pertence
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Handwritten signature of Prof. Paulo Roberto Cetlin in blue ink.

Prof. Paulo Roberto Cetlin
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Handwritten signature of Prof. Danilo Amaral in blue ink.

Prof. Danilo Amaral
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Aos meus pais, Edna Ferreira e Marcelo Ferreira,
A minha noiva, Jaqueline Rezende,
Ao meu Orientador, Prof. Dr. Antônio E. M. Pertence.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelo dom da vida e por ter me direcionado ao caminho e às pessoas certas que me proporcionaram chegar até aqui.

Aos meus pais, Edna Ferreira e Marcelo Ferreira, pela inspiração que me suscitaram e por todo o esforço e luta incondicional durante toda a minha vida.

A minha noiva, Jaqueline Rezende, pelo incentivo e compreensão pela minha ausência em alguns momentos durante essa longa caminhada.

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Antônio E. M. Pertence, pelos ensinamentos, paciência e todo o suporte prestados durante a realização do Mestrado Acadêmico.

Ao quadro de Professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFMG pela contribuição à minha expansão intelectual.

A todos os meus amigos que de alguma forma contribuíram para a realização desse trabalho.

Meus sinceros agradecimentos.

“Cada sonho que você deixa para trás é um pedaço do seu futuro que deixa de existir”.

Steve Jobs

“Não há saber mais ou saber menos: Há saberes diferentes”.

Paulo Freire

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABELAS	XV
NOMENCLATURA.....	XVII
RESUMO	XXIII
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 OBJETIVOS.....	3
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
3.1 Grãos cristalográficos de materiais policristalinos.....	4
3.1.1 A influência do tamanho de grão nas propriedades dos materiais	5
3.2 Superplasticidade.....	6
3.2.1 Conceitos fundamentais.....	6
3.2.2 Fabricação de componentes superplásticos	7
3.3 Deformação Plástica Severa (SPD)	7
3.3.1 Grãos Ultra-finos (UFG)	8
3.3.2 Equal Channel Angular Pressing (ECAP).....	9
3.3.3 Accumulative Roll Bonding (ARB)	10
3.3.4 Ensaio de Alta Pressão Aplicada à Torção (HPT).....	10
3.4 Elementos de Máquinas.....	24
3.4.1 Mancais de rolamento.....	24
3.4.2 Eixos.....	32
3.4.3 Sistema de transmissão por engrenagens cilíndricas.....	42
3.4.4 Chavetas	52
3.4.5 Motoredutores.....	56
3.4.6 Reações em mancais e eixos.....	57
4 METODOLOGIA.....	59
4.1 Considerações Iniciais	59
4.2 Definição de parâmetros de entrada HPT.....	61
4.3 Escolha dos métodos de validação dos elementos de máquinas	64
4.4 Dimensionamento de elementos mecânicos e dispositivos auxiliares.....	65
4.4.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos	65
4.4.2 Motoredutor.....	66
4.4.3 Dimensionamento dos eixos.....	67
4.4.4 Dimensionamento das chavetas.....	68
4.4.5 Mancais de rolamento.....	69
4.4.6 Dimensionamento do conjunto de suporte da matriz inferior	70

4.4.7	Validação da estrutura do sistema de transmissão.....	72
4.4.8	Estruturas metálicas do equipamento HPT.....	73
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	75
5.1	Sistema de transmissão por engrenagens cilíndricas de dentes retos	75
5.1.1	Dimensionamento das engrenagens 3 e 4.....	75
5.1.2	Dimensionamento das engrenagens 1 e 2.....	78
5.1.3	Roteiro utilizado para dimensionamento do pinhão 1 e 3 quantos as tensões de flexão e de contato.....	80
5.2	Seleção do motoredutor.....	84
5.2.1	Inversor de frequência e dispositivo encoder.....	86
5.3	Validação dos eixos do sistema de transmissão.....	87
5.3.1	Avaliação do eixo intermediário quanto a deflexão.....	91
5.4	Validação das Chavetas.....	92
5.5	Especificação dos mancais de rolamento.....	93
5.5.1	Mancal de rolamento axial autocompensador de rolos esféricos.....	93
5.5.2	Mancais de rolamentos rígidos de uma carreira de esferas.....	97
5.6	Conjunto da matriz inferior.....	101
5.6.1	Princípios Fundamentais do conjunto da matriz inferior.....	101
5.6.2	Validação dos principais componentes do conjunto da matriz inferior.....	103
5.7	Estrutura do sistema de transmissão.....	105
5.7.1	Princípios Fundamentais da estrutura do sistema de transmissão.....	105
5.7.2	Validação da estrutura do sistema de transmissão.....	111
5.7	Característica construtivas das estruturas metálicas do equipamento HPT.....	113
5.8	Layout do equipamento HPT.....	114
5.8.1	Apresentação do layout do equipamento habilitado ao ensaio de compressão.....	114
6	CONCLUSÃO.....	122
	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	123
	ABSTRACT.....	124
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	125
	ANEXO A - Fator geométrico (YJ ou J) e fator de dist. de carga (KM ou KH).....	129
	ANEXO B - Fator de coeficiente elástico (ZE ou CP).....	130
	ANEXO C – Curvas do fator de ciclagem de tensão (YN e ZN).....	131
	ANEXO D - Fator de superfície para diversos tipos de acabamento superficial (C_s).....	132
	ANEXO E - Características dimensionais dos rolamentos do projeto.....	133
	APENDICE 1 – Disposição dos principais parâmetros técnicos requeridos ao equipamento HPT.....	134
	APENDICE 2 – Plotagem do gráfico de força cortante e momento fletor.....	135
	APENDICE 3 – Características dimensionais das engrenagens.....	138

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3.1 - Fotomicrografias ampliadas das microestruturas: Fe- α : – 90 vezes (a); Fe- γ : 325 vezes (b).....	4
FIGURA 3.2 - Estrutura cristalina de corpo centrado (CCC) (a); Estrutura cristalina de face centrado (CFC) (b)	5
FIGURA 3.3 - Componentes fabricados pelo processo de conformação superplástica.....	7
FIGURA 3.4 - Processamento de amostras metálicas por superplasticidade utilizando grãos UFG	9
FIGURA 3.5 - Representação esquemática do princípio fundamental do ensaio ECAP	9
FIGURA 3.6 - Representação esquemática do princípio fundamental do ensaio ARB	10
FIGURA 3.7 - Representação esquemática do princípio fundamental do ensaio HPT.....	11
FIGURA 3.8 - Tipos de configurações do ensaio HPT: sem restrição (a), com restrição na matriz inferior (b) e com restrição nas duas matrizes.....	12
FIGURA 3.9 - Amostras HPT em formato disco cilíndrico e sob a forma de anel.....	12
FIGURA 3.10 - Simulação por MEF destacando o comportamento típico do processamento de uma amostra HPT com o tempo	13
FIGURA 3.11 - Perfil da microdureza para o material níquel processado pela técnica HPT (a); valor médio da microdureza nas regiões da superfície da amostra (b)	15
FIGURA 3.12 - Saturação da dureza com o aumento da pressão aplicada durante o ensaio HPT.....	15
FIGURA 3.13 - Medição do torque em relação ao número de revoluções aplicado à amostra HPT para o cobre puro.....	17
FIGURA 3.14 - Fração de deslizamento em relação a pressão aplicada no ensaio HPT para uma revolução de 0,25 e rotação de 0,5 rpm	18
FIGURA 3.15 - Fração de deslizamento em relação a pressão aplicada no ensaio HPT para uma revolução de 0,25 e rotação de 1,0 rpm	19
FIGURA 3.16 – Homogeneidade da microdureza distribuída ao longo do raio da amostra com o número de revoluções aplicado	19
FIGURA 3.17 - Representação esquemática da deformação da amostra HPT	20
FIGURA 3.18 - Relação gráfica entre a deformação plástica equivalente e o número de rotações impostas à amostra HPT.....	21

FIGURA 3.19 – Representação do equipamento HPT com capacidade de 78T com supressão da prensa MTS®	23
FIGURA 3.20 – Representação de equipamento HPT com capacidade de 400T	24
FIGURA 3.21 – Representação típica dos elementos fundamentais de um mancal de.....	25
FIGURA 3.22 – Tipos de mancais de rolamento do tipo esferas	25
FIGURA 3.23 – Tipos de mancais de rolamento do tipo rolos	26
FIGURA 3.24 – Mancal de rolamento rígido de uma (a) e de duas (b) carreiras de esferas	26
FIGURA 3.25 – Mancal axial autocompensador de rolos: com gaiola do tipo pente em latão usinado (a) e do tipo janela em aço estampado (b); distribuição da carga entre as pistas em um determinado ângulo com o eixo	27
FIGURA 3.26 – Representação esquemática das forças atuantes em um mancal	28
FIGURA 3.27 – Representação esquemática de montagem de um mancal em um alojamento	31
FIGURA 3.28 – Projeto básico de um eixo de transmissão	32
FIGURA 3.29 – Representações gráficas da variação da tensão com o tempo para os casos de: tensão alternada (a); tensão repetida (b); tensão pulsante (c)	33
FIGURA 3.30 – Círculo de Mohr para o estado de tensões equivalentes	35
FIGURA 3.31 – Curva σ -N modificada com base nos efeitos de fatores de correção de fadiga	39
FIGURA 3.32 – Efeito do tamanho do entalhe e distribuição de tensão considerando k_f	40
FIGURA 3.33 – Representação da deflexão de uma viga simples com carregamento distribuído.....	40
FIGURA 3.34 – Representação de sistema de engrenagens básico pinhão-coroa	42
FIGURA 3.35 – Representação da nomenclatura do dente de uma engrenagem de dentes retos	43
FIGURA 3.36 – Representação das principais relações de interceptação em um par de engrenagens de perfil evolvente	45
FIGURA 3.37 – Interferência e adelgaçamento em um par de engrenagens	46
FIGURA 3.38 – Representação por MEF das tensões atuantes no dente de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos segundo o Critério de Von Mises	46
FIGURA 3.39 – Decomposição das forças atuantes no dente de uma engrenagem	47
FIGURA 3.40 – Representação da configuração de um trem de engrenagens composto.....	52
FIGURA 3.41 – Representação das dimensões de uma chaveta de perfil paralelo.....	53
FIGURA 3.42 – Força tangencial atuante numa chaveta paralela	53

FIGURA 3.43 – Representação da carga tangencial atuante sobre a área $b \times L$	54
FIGURA 3.44 – Desenho esquemático das dimensões de chavetas de perfil paralelo	56
FIGURA 3.45 – Representação de um motoredutor de eixos paralelos de eixo ocado	57
FIGURA 3.46 – Representação da decomposição de forças aplicadas em um eixo	57
FIGURA 4.1 – Representação do equipamento de ensaios de compressão de 200T: (a) equipamento real; (b) protótipo virtual 3D (perspectiva isométrica); (c) protótipo virtual 3D (vistas frontal e lateral esq. no 1° diedro)	59
FIGURA 4.2 – Principais componentes da máquina de compressão (a); Principais dimensões em milímetros da máquina compressão (b)	60
FIGURA 4.3 – Ilustração esquemática do conceito de torção Inelástica	62
FIGURA 4.4 – Vista esquemática em corte de seção transversal do conjunto de transmissão por engrenagens compostas do equipamento HPT	65
FIGURA 4.5 – Vista esquemática em corte de seção transversal do local de montagem dos eixos.....	67
FIGURA 4.6 – Representação da vista esquemática em perspectiva isométrica e da vista ortogonal direita do conjunto da matriz inferior do equipamento HPT	70
FIGURA 4.7 – Representação da vista esquemática em perspectiva isométrica da estrutura do sistema de transmissão.	72
FIGURA 5.1 – Representação esquemática da disposição em montagem do trem de engrenagens utilizado no projeto do equipamento HPT.....	75
FIGURA 5.2 – Representação de vista esquemática do pinhão 3 montado no equipamento HPT sob a condição de balanço.....	77
FIGURA 5.3 – Representação esquemática do ângulo de 120° formado entre os rasgos de assentamento das chavetas das engrenagens 3	78
FIGURA 5.4 – Ilustração esquemática das principais informações sobre o conjunto de engrenagens do sistema de transmissão	80
FIGURA 5.5 – Motoredutor modelo SEW EURODRIVE® FAF 77R37 DZ 80N4	85
FIGURA 5.6 – Representação esquemática da disposição de inversor de frequência (a) e encoder (b) no equipamento HPT.....	87
FIGURA 5.7 – Representação esquemática do resumo das principais informações sobre os eixos que integram o equipamento HPT.....	88
FIGURA 5.8 – Representação esquemática dos eixos que integram o sistema de transmissão	90

FIGURA 5.9 – Representação esquemática do resultado do deslocamento estático resultante ‘URES’ para o eixo intermediário	91
FIGURA 5.10 – Principais características dos Mancais axiais autocompensadores de rolos esféricos considerando $90\text{mm} \leq d \leq 120\text{mm}$	93
FIGURA 5.11 – Vista esquemática em corte de seção transversal do conjunto de montagem do eixo de saída	95
FIGURA 5.12 – Representação esquemática malha e elementos de simulação por MEF do corpo do alojamento do mancal.....	96
FIGURA 5.13 – Resultado da simulação por MEF para o alojamento do mancal axial.....	97
FIGURA 5.14 – Principais características de rolamentos rígidos de uma carreira de esferas para $d=150\text{mm}$	97
FIGURA 5.15 – Principais características de rolamentos rígidos de uma carreira de esferas para $d=100\text{mm}$	98
FIGURA 5.16 – Principais características de rolamentos rígidos de uma carreira de esferas com anel de retenção para $d=60\text{mm}$	99
FIGURA 5.17 – Resultados por MEF do alojamento do mancal 6030.....	100
FIGURA 5.18 – Representação de vista de corte esquemático do conjunto da matriz inferior	101
FIGURA 5.19 – Representação da vista de corte esquemático destacando o conjunto da matriz inferior: posição de recuo (a); posição de avanço (b)	102
FIGURA 5.20 – Representação da vista esquemática (sem orientação) da montagem do conjunto da base inferior no equipamento HPT	103
FIGURA 5.21 – Representação do resultado deformado em escala ampliada da validação do componente barra redonda com rosca quanto ao grau de deflexão utilizando MEF.....	104
FIGURA 5.22 – Representação do resultado da validação do componente suporte da matriz inferior grau de deflexão utilizando MEF	105
FIGURA 5.23 – Representação esquemática do chassi da estrutura do sistema de transmissão	106
FIGURA 5.24 – Representação esquemática da montagem completa da estrutura do sistema de transmissão	106
FIGURA 5.25 – Representação esquemática de guias de trilho perfilado perfil LLR SKF®	107
FIGURA 5.26 – Eixo de entrada: representação esquemática em perspectiva isométrica e vista explodida	108

FIGURA 5.27 – Representação da sequência de montagem do motoredutor à estrutura do sistema de transmissão	109
FIGURA 5.28 – Representação esquemática dos pontos de fixação e de apoio da estrutura de transmissão	109
FIGURA 5.29 – Eixo intermediário: representação esquemática em perspectiva isométrica e vista explodida.....	110
FIGURA 5.30 – Eixo de saída: representação esquemática em perspectiva isométrica e vista explodida	110
FIGURA 5.31 – Representação esquemática malha e elementos de simulação por MEF do corpo da estrutura do sistema de transmissão.....	111
FIGURA 5.32 – Representação do resultado da validação do componente estrutura do sistema de transmissão quanto as tensões atuantes utilizando MEF	112
FIGURA 5.33 – Representação esquemática da ampliação da área de ocorrência de maior valor de tensão de Von Mises.....	112
FIGURA 5.34 – Representação esquemática da estrutura metálica de viga destacando os componentes de fixação.....	113
FIGURA 5.35 – Representação esquemática da estrutura metálica de tubos de perfil quadrado destacando os componentes de fixação e cordões de solda.....	113
FIGURA 5.36 – Representação esquemática destacando a montagem das estruturas metálicas e a máquina de ensaios de compressão nas vistas ortogonais: ortogonal posterior (a); lateral esquerda (b)	114
FIGURA 5.37 – Representação esquemática destacando a remoção do elemento viga nas vistas: perspectiva isométrica (a); vista de frente (b)	115
FIGURA 5.38 – Representação esquemática em vista superior destacando a montagem do sistema de transmissão instalado sobre a estrutura de guias lineares	115
FIGURA 5.39 – Representação esquemática em vista isométrica da montagem do sistema de transmissão instalado sobre a estrutura de guias lineares.....	116
FIGURA 5.40 – Representação esquemática em vista isométrica e vista lateral esquerda da montagem do sistema de transmissão instalado sobre a estrutura de guias lineares	116
FIGURA 5.41 – Representação esquemática em vista de seção de corte transversal dos componentes do sistema de transmissão e da máquina de ensaios de compressão	117
FIGURA 5.42 – Representação esquemática em vista de seção de corte transversal em detalhes destacando o alinhamento entre o alojamento do mancal axial e a base inferior do conjunto do volante	118

FIGURA 5.43 – Representação esquemática em vista em corte transversal da vista superior do equipamento destacando os pontos de fixação da estrutura	118
FIGURA 5.44 – Representação esquemática da vista perspectiva isométrica destacando os pontos de fixação por parafusos e porcas sextavados entre as estruturas.....	119
FIGURA 5.45 – Representação esquemática em vista de seção de corte transversal em detalhes destacando o alojamento do mancal axial e a base inferior do conjunto do volante	119
FIGURA 5.46 – Representação esquemática da vista sem orientação da montagem do conjunto da matriz inferior fixada ao sistema de transmissão.....	120
FIGURA 5.47 – Montagem do equipamento HPT (high pressure torsion) adaptado a uma máquina de ensaio de compressão de 200 T.....	120
FIGURA 5.48 – Representação esquemática em corte seção transversal destacando os componentes do layout do equipamento HPT	121

LISTA DE TABELAS

QUADRO 3.1 - Principais parâmetros técnicos equipamento HPT com capacidade de 78T.	22
QUADRO 3.2 - Valores de carga estática básica de classificação para rolamentos	29
QUADRO 3.3 - Principais equações para cálculo das grandezas do perfil de engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	44
TABELA 3.1 - Dimensões padronizadas de chavetas para diâmetros $50 \leq d \leq 170$ mm	55
TABELA 4.1 - Tipos de amostras e seus respectivos parâmetros de processamento para o ensaio no equipamento HPT.....	63
TABELA 5.1 - Principais variáveis calculadas para o dimensionamento do pinhão 3 considerando uma largura de 70mm.....	76
TABELA 5.2 - Principais variáveis calculadas para o dimensionamento do pinhão 3 considerando uma largura de 60mm.....	77
TABELA 5.3 - Principais variáveis calculadas para o dimensionamento do pinhão 1 considerando uma largura de 70mm.....	79
TABELA 5.4 - Principais grandezas utilizadas para o dimensionamento dos pinhões 1 e 3 quanto à obtenção do valor da tensão de flexão	81
TABELA 5.5 - Principais grandezas utilizadas para o dimensionamento dos pinhões 1 e 3 quanto à obtenção do valor das tensões de contato	82
TABELA 5.6 - Principais grandezas utilizadas para a validação dos pinhões 1 e 3 quanto aos coeficientes de segurança considerando a tensão de flexão	83
TABELA 5.7 - Principais grandezas utilizadas para a validação dos pinhões 1 e 3 quanto aos coeficientes de segurança considerando a tensão de contato	84
QUADRO 5.1 - Principais especificações do motoredutor SEW EURODRIVE® FAF 77R37 DZ 80N4	86
TABELA 5.8 - Resumo das principais grandezas calculadas para o dimensionamento dos eixos de saída e intermediário	89
TABELA 5.9 - Resumo dos resultados do dimensionamento das chavetas que integram o sistema de transmissão do equipamento HPT	92
TABELA 5.10 - Dimensões para o projeto das chavetas utilizadas no projeto	93
TABELA 5.11 - Principais características técnicas dos mancais 29420 E e 29422E	94

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>SPD</i>	<i>Severe Plastic Deformation</i> (Deformação Plástica Severa)
<i>HPT</i>	<i>High-Pressure Torsion</i> (Alta Pressão Aplicada à Torção)
<i>UFG</i>	<i>Bulk Ultrafine-Grained Materials</i> (grãos cristalográficos ultra finos)
<i>ECAP</i>	<i>Equal Channel Angular Pressing</i> (Extrusão Angular em Canais Iguais)
<i>ARB</i>	<i>Accumulative Roll Bonding</i> (Colaminação acumulativa)
<i>MEF</i>	Métodos de Elementos Finitos
<i>CAD</i>	<i>Computer Aided Design</i> (Desenho Auxiliado por Computador)
<i>CAE</i>	<i>Computer Aided Engineering</i> (Engenharia Auxiliada por Computador)
<i>AGMA</i>	<i>American Gear Manufacturers Association</i> (Associação Americana voltada para a produção de engrenagens)
<i>DIN</i>	<i>Deutsches Institut für Normung</i> (Instituto Alemão para Normatização)
<i>AISI</i>	<i>American Iron and Steel Institute</i> (Sistema americano para a classif. dos aços)
<i>ESI</i>	<i>Erich Schmid Institute of Materials Science</i> (Instituto de Ciência dos Materiais ou ESI)
<i>3D</i>	Três dimensões
<i>Cu</i>	Elemento cobre
<i>Fe</i>	Elemento ferro
<i>Al</i>	Elemento alumínio
<i>Ni</i>	Elemento níquel
<i>Cr</i>	Elemento cromo
<i>Mo</i>	Elemento molibdênio
<i>Mn</i>	Elemento manganês
<i>V</i>	Elemento vanádio
<i>Ti</i>	Elemento titânio
<i>rpm</i>	Rotação por minuto
<i>adm</i>	Admissível/adimensional

NOMENCLATURA

Letras Latinas

A	Área [m ²]
b	Largura [mm]
b_1	Largura do pinhão [mm]
C	Carga dinâmica básica de classificação [kN]
CV	cavalo vapor
C_0	Dimensionamento pela carga estática [kN]
C_1	Constante 1 [adm.]
C_2	Constante 2 [adm.]
C_D	Fator de tamanho [adm.]
C_L	Fator de carga [adm.]
C_R	Fator de confiabilidade [adm.]
C_S	Fator de superfície [adm.]
d	Diâmetro/diâmetro médio do tamanho do grão cristalino [m]
dx, dr	taxa de variação instantânea
d_1, d_3, d_{pp}	Diâmetro primitivo pinhão [mm]
d_2, d_4, d_{pc}	Diâmetro primitivo coroa [mm]
d_b	Diâmetro de base [mm]
d_e	Diâmetro externo [mm]
d_i	Diâmetro interno [mm]
d_p	Diâmetro primitivo [mm]
d_w	Diâmetro de referência da menor das duas engrenagens [mm]
e	Fator limitante ‘e’
E	Módulo de Elasticidade do Material [GPa]
F	Força [N]
FS	Fator de segurança/ Fator de serviço [adm]
F_a	Carga/força axial [kN]
F_n	Carga/força resultante [kN]
F_r	Carga/força radial [kN]

G	Módulo de elasticidade transversal [GPa]/ Giga.
h	Altura [mm]/ horas [h]
HB	Dureza Brinell [MPa]
i	Relação de transmissão [adm.]
I	Momento de inércia da seção transversal [mm ⁴]
J	Momento de inércia polar da seção transversal [mm ⁴]
k	Fator de concentração de tensão para fadiga [adm.]/kilo
kg	Quilogramas
$k_{f,fm}$	Fator de concentração de tensão flexional para fadiga alternante/médio [adm.]
$k_{fs, fsm}$	Fator de concentração de tensão torcional para fadiga alternante/médio [adm.]
k_l	Constante particular de um material [adm.]
k_p	Constante do pinhão [adm.]
k_t	Fator de concentração de tensão teórico [adm.]
K_B	Fator de espessura de borda [adm.]
K_H	Fator de distribuição de carga [adm.]
K_O	Fator de sobrecarga [adm.]
K_R	Fator de confiabilidade [adm.]
K_S	Fator de tamanho [adm.]
K_T	Fator de temperatura [adm.]
K_V	Fator dinâmico [adm.]
ln	constante matemática número neperiano
L	Comprimento [m]
L_{10}	Vida em fadiga em milhões de revoluções
L_{h10}	Vida em fadiga em horas [h]
m	Módulo da engrenagem [mm]/ massa de um corpo [kg]
mm	Medida em milímetro
μm	Medida em micrômetro
M	Momento Fletor/ Momento de torção real HPT [Nm]
Ma_{fe}	Momento alternado de flexão do eixo de entrada [Nm]
Ma_{fi}	Momento alternado de flexão do eixo intermediário [Nm]
MPa	Mega Pascal
$M_{a,m}$	Momento de flexão alternado/médio [Nm]
M_b	Momento de torção resultante sobre a rebarba da amostra [Nm]

M_d	Momento de torção necessário para deformar a amostra HPT [Nm]
M_f	Momento de flexão [Nm]
$M_{H\ máx}$	Momento de flexão horizontal máximo [Nm]
M_R	Momento de flexão resultante [Nm]
M_t	Momento torçor [Nm]
M_{t1}, M_{t3}	Momento torçor do pinhão 1 e 3 [Nm]
M_{t2}, M_{t4}	Momento torçor do pinhão 2 e 4 [Nm]
M_{te}	Momento torçor do eixo de entrada [Nm]
M_{ti}	Momento torçor do eixo intermediário [Nm]
M_{ts}	Momento torçor do eixo de saída [Nm]
$M_{V\ máx}$	Momento de flexão vertical máximo [Nm]
n	Número de revoluções/rotação [rpm]
n_1, n_3	Número de revoluções/rotação do pinhão [rpm]
n_2, n_4	Número de revoluções/rotações da coroa [rpm]
nm	Medida em nanômetro
n_c	Velocidade de rotação da coroa [rpm]
n_p	Velocidade de rotação do pinhão [rpm]
N	Força aplicada [N]
N_f	Coefficiente de segurança de fadiga [adm.]
N_p	Número mínimo de dentes do pinhão [adm.]
P	Carga constante aplicada [kN]
Pa	Pascal [N/m ²]
P_0	Carga estática equivalente [kN]
P_{adm}	Pressão admissível [MPa]
P_h	Pressão hidrostática [Pa]
P_w	Potência aplicada [Watts]
q	Fator de sensibilidade ao entalhe [adm.]
q_f	Fator de forma [adm.]
r	Raio [mm]
r_p	raio primitivo [mm]
s, t	Espessura [mm]
S_0	Fator de segurança estático [adm.]
S_{be}	Limite de resistência à fadiga teórico [MPa]

S_c	Limite de resistência a tensão de contato corrigido [MPa]
S'_c	Limite de resistência a tensão de contato não corrigido [MPa]
S_e	Limite de resistência à fadiga não corrigido [MPa]
S_f	Fator de segurança da AGMA para flexão [adm.]
S_h	Fator de segurança da AGMA para tensão de contato [adm.]
S_t	Limite de resistência a tensão de flexão corrigido [MPa]
S'_t	Limite de resistência a flexão não corrigido [MPa]
t_1	Altura de contato do cubo com a chaveta [mm]
T	toneladas
$T_{a,m}$	Momento de torção alternante/médio [Nm]
V	Força cortante [kN]/ Volts
W	Fator de durabilidade [adm]/ Watts
W_t, F_t	Força tangencial transmitida [kN]
X_0	Fator radial [adm.]
Y_j	Fator geométrico para resistência flexional [adm.]
Y_N	Fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão [adm.]
Y_0	Fator axial [adm.]
z	Número de dentes da engrenagem [adm.]
z_1, z_3	Número de dentes pinhão [adm.]
z_2, z_4	Número de dentes coroa [adm.]
Z_E	Coefficiente elástico [adm.]
Z_I	Fator geométrico de resistência ao crateramento [adm.]
Z_N	Fator de ciclagem de tensão para tensões de contato [adm.]
Z_R	Fator de condição de superfície [adm.]
Z_W	Fator de razão de dureza [adm.]
sen	Seno de um ângulo em graus [°]
cos	Co seno de um ângulo em graus [°]
tg	Tangente de um ângulo em graus [°]

Letras Gregas

α	Ângulo formado entre duas componentes vetoriais [°]
----------	---

γ	Deformação por cisalhamento [mm]
$\delta_{m\acute{a}x}$	Flecha máxima [°]
ε	Deformação [mm]
ε_{vm}	Deformação Equivalente de Von Mises [adm.]
θ_a	Deflexão angular torcional [°]
$\theta_{m\acute{a}x}$	Deflexão angular transversal máxima [°]
π	Constante matemática de número pi
ρ	Raio infinitesimal [u.m.]
$d\rho$	Taxa de variação instantânea infinitesimal do raio [u.m.]
σ_y, σ_l	Tensão limite de escoamento [MPa]
σ_0	Constante particular de um material [adm]
$\sigma_{1,2,3}$	Tensões representadas pelo círculo de Mohr [MPa]
σ_{adf}	Tensão admissível a flexão [MPa]
σ_{adm}	Tensão admissível de tração [MPa]
σ_{am}	Tensão axial média [MPa]
$\sigma_{a,m}$	Tensão de flexão alternante/média máxima [MPa]
σ_c	Tensão de contato [MPa]
σ_{eq}	Tensão equivalente [MPa]
σ_{esm}	Tensão de esmagamento [MPa]
σ_f	Tensão de flexão [MPa]
σ_{fp}	Tensão de resistência a flexão [MPa]
σ_u	Tensão limite de ruptura à tração [MPa]
σ_{vm}	Tensão de Von Mises [MPa]
τ	Tensão de cisalhamento [MPa]
$\tau_{a,m}$	Tensão de torção alternante/média máxima [MPa]
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão de cisalhamento máxima [MPa]
τ_u	Tensão limite de ruptura por cisalhamento [MPa]
φ	Fator de serviço AGMA [adm.]
Φ	Ângulo do canal da matriz ECAP [°]
Φ_g	Ângulo de pressão das engrenagens [°]
ω	Velocidade de rotação angular [rad/s]
ω_1, ω_3	Velocidade de rotação angular do pinhão [rad/s]
ω_2, ω_4	Velocidade de rotação angular da coroa [rad/s]

Sobrescritos

a Expoente da equação da vida do rolamento

® Marca registrada

RESUMO

O Ensaio de Alta Pressão Aplicada à Torção ou HPT (High-Pressure Torsion) é uma técnica SPD (Severe Plastic Deformation) onde obtém-se excelente refinamento de grãos em materiais policristalinos através da imposição de elevadas taxas de deformação. O ensaio HPT consiste na aplicação simultânea de esforços de compressão e de torção sobre uma pequena amostra metálica, em formato de disco, alojada entre duas matrizes. A granulação Ultrafina ou UFG alcançada pela técnica HPT condiciona a uma elevação do grau das propriedades mecânicas do material impraticáveis a quaisquer outras técnicas SPD's ou processos termomecânicos convencionais. Diante disso, este presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um protótipo virtual em plataforma CAD 3D de um equipamento HPT adaptado à uma máquina para ensaios de compressão com capacidade de 200T. Para o dimensionamento e seleção dos componentes elétricos e mecânicos que integram o equipamento HPT foram adotados métodos analíticos e Métodos por elementos finitos utilizando plataforma CAE. O escopo do projeto foi delineado conforme os principais parâmetros requeridos ao processamento do ensaio HPT (torque, pressão hidrostática, materiais e diâmetro das amostras) e ainda, pelas limitações de espaço interno da máquina de compressão. A unidade geradora de torção é constituída por um sistema de transmissão de trem de engrenagens composto de engrenagens cilíndricas de dentes retos. Visando o processamento de duas técnicas de ensaios distintos, utilizando um mesmo equipamento, foi inserido um sistema de movimentação por guias lineares no novo conjunto projetado para o ensaio HPT. Desse modo, o deslocamento longitudinal do conjunto facilita a montagem e a desmontagem do equipamento HPT.

Palavras-chave: Deformação Plástica Severa (SPD); Ensaio de Alta Pressão Aplicado à Torção (HPT); Projeto Mecânico de um Equipamento HPT;

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, as descobertas e inovações alcançadas pela área de engenharia de materiais têm sido um dos maiores precursores do acelerado desenvolvimento tecnológico experimentado pelo homem moderno. Diante da tendência de crescimento do número de pesquisas nessa área é criado uma expectativa sobre os novos materiais e suas potenciais características que surgirão no futuro. No entanto, o desenvolvimento de materiais com características superiores às atuais dependerá da transposição de técnicas, ainda experimentais, para o ambiente de manufatura em larga escala. Nesse contexto, uma das técnicas que mais se destacam é o conjunto de técnicas de Deformação Plástica Severa ou SPD (*Severe Plastic Deformation*).

As técnicas SPD's compreendem um vasto campo de pesquisas de ensaio de materiais policristalinos onde corpos de prova metálicos são induzidos a deformações plásticas severas visando o estudo de suas propriedades mecânicas e caracterização estrutural. Os materiais processados pelas técnicas SPD's apresentam como características pós processamento expressivas propriedades mecânicas e grãos cristalográficos ultra-finos ou UFG (*Bulk Ultrafine-Grained Materials*).

No enfoque dos processos de fabricação industriais, especialmente no processo de manufatura de componentes por forjamento superplástico, as linhas de pesquisas SPD's são vistas como promissoras e atraentes. Como o processamento da técnica de conformação superplástica requer materiais com apurado refinamento de grão, logo, os materiais com granulação UFG seriam os ideais. Nesse caso, quanto menor o tamanho do grão menores os esforços requeridos e maiores as taxas de deformação plástica alcançadas pelo processo superplástico.

Dentre as técnicas SPD's, destaca-se o processamento conhecido como Ensaio de Alta Pressão Aplicada à Torção ou HPT (*High Pressure Torsion*). O ensaio HPT é considerado umas das técnicas SPD's de maior interesse da comunidade científica, pois, com essa técnica, obtém-se materiais com excelentes propriedades mecânicas. Além disso, o tamanho médio dos grãos cristalográficos ultra-finos obtidos pelo ensaio HPT são incomuns a todas as outras técnicas SPD's.

Basicamente, a técnica HPT consiste na deformação plástica, por cisalhamento simples, de uma pequena amostra metálica em formato de disco ($\sim\varnothing 10\text{mm}$) submetida à elevados esforços de torção e compressão aplicados simultaneamente. Em outras palavras, o corpo de prova é alojado entre duas matrizes de aço altamente resistente onde, em seguida, uma matriz inferior e outra superior introduzem o torque e compressão, respectivamente.

Na literatura são reportadas diversas publicações científicas sobre o ensaio HPT às quais fazem abordagens fundamentais sobre esse tipo de ensaio (HOHENWARTER et al., 2009; VALIEV et al, 2006; ZHILYAEV; LANGDON, 2008). O livro publicado por Zehetbauer e Zhu (2009) também é uma excelente alternativa para aprofundamento sobre os ensaios SPD's e a técnica HPT. Margiela e Neyt (2013) mencionam sobre o projeto completo de um equipamento HPT.

Quanto a abordagem científica, a técnica HPT é vista como uma excelente alternativa para obtenção de materiais com ultra refino do grão cristalográfico. Teoricamente, o processamento de um material com granulação UFG nos processos industriais de conformação superplástica contribuiriam de forma expressiva para o aperfeiçoamento das propriedades mecânicas e ainda, reduziriam os custos de fabricação destes componentes. No entanto, devido às limitações tecnológicas atuais essa aplicação ainda não é possível.

Há dois métodos que podem ser utilizados como forma de investigação sobre o assunto ensaio HPT, como: Simulações Matemáticas utilizando o Método por Elementos Finitos (MEF) ou Ensaio HPT propriamente dito. Este último representa o maior interesse por parte dos pesquisadores, entretanto, um dos fatores que limitam o processamento do ensaio HPT são os altos custos na aquisição desse equipamento.

O tamanho da amostra HPT é restringido pela intensidade máxima de torque ou pressão hidráulica aplicados pelo equipamento. Assim, o processamento de amostras com dimensões maiores requerem um equipamento mais robusto. Não obstante, a maioria dos ensaios reportados na literatura utilizam amostras com diâmetro na faixa de 10mm. Hohenwarter et al. (2009) mencionam o processamento de amostras com diâmetro de 40mm cujas capacidades requeridas para a força e torque foram de 400T. e 13kN.m, respectivamente.

2 OBJETIVOS

O objetivo geral do presente trabalho é o desenvolvimento de um protótipo virtual CAD 3D de um equipamento HPT adaptado à uma máquina de ensaios de compressão com capacidade de 200T. A máquina de ensaio de compressão recebeu adaptações mecânicas para o ensaio HPT, como a instalação de sistema de transmissão e elementos estruturais para a aplicação simultânea de esforços de torção e compressão. Desse modo, alguns objetivos específicos também podem ser delineados, dentre os quais:

- Estabelecer uma metodologia que permita determinar uma faixa operacional (torque, pressão, diâmetro da amostra e velocidade de rotação) compatível com a capacidade máxima do equipamento HPT e restrições dimensionais da máquina de ensaios de compressão;
- Dimensionar e especificar os componentes mecânicos e elétricos necessários ao projeto do equipamento HPT através da aplicação de cálculos analíticos e pelo Método de Simulação por Elementos Finitos utilizando software CAE.
- Desenvolver o protótipo virtual em plataforma CAD 3D de modo a tornar multifuncional um único equipamento para o processamento de dois ensaios distintos;
- Propor como alternativa o processamento de amostras cilíndricas HPT com faixas de diâmetro maiores e ainda, obter uma melhor relação custo/benefício em comparação à aquisição de um equipamento HPT completo e de elevada capacidade.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Grãos cristalográficos de materiais policristalinos

Os materiais policristalinos são constituídos por vários agrupamentos, em escala microscópica, de grãos cristalográficos ou micro cristais interligadas por forças interatômicas. A esse conjunto de grãos, acrescidos de impurezas no material, denomina-se microestruturas. Cada grão cristalográfico é composto por agrupamentos repetitivos menores, denominados células unitárias, e estas, preenchidas ordenadamente por átomos.

Os grãos cristalográficos são assumidos sob a forma de cristais irregulares no plano tridimensional, mas por simplificação são representados no plano bidimensional. A FIG 3.1 ilustra as formas alotrópicas obtidas por fotomicrografia para o ferro “ α ” e ferro “ γ ” que estão presentes no aço com baixo carbono à temperatura ambiente ou na faixa de 727°C, respectivamente.

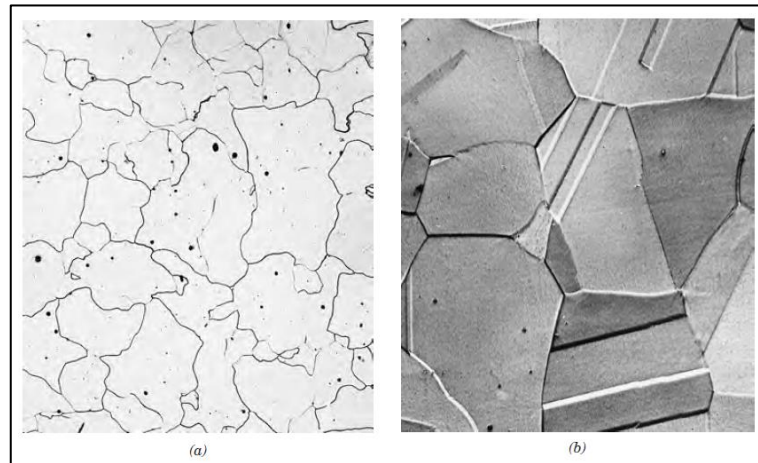


FIGURA 3.1 - Fotomicrografias ampliadas das microestruturas: Fe- α : – 90 vezes (a); Fe- γ : 325 vezes (b)

FONTE: CALLISTER, 2007, p. 291

As células unitárias são estruturas metalúrgicas tridimensionais formadas por átomos ordenados de elementos básicos do material e de impurezas que preenchem os interstícios da rede cristalográfica. Na FIG. 3.2 estão representadas duas das estruturas cristalinas comumente encontradas em materiais como o ferro. À esquerda da figura, tem-se uma estrutura cristalina de corpo centrado (CCC), e à direita, uma estrutura cristalina de face centrada (CFC). Os pontos

ilustrados no cubo representam os átomos do material e os números as direções cristalográficas no plano.

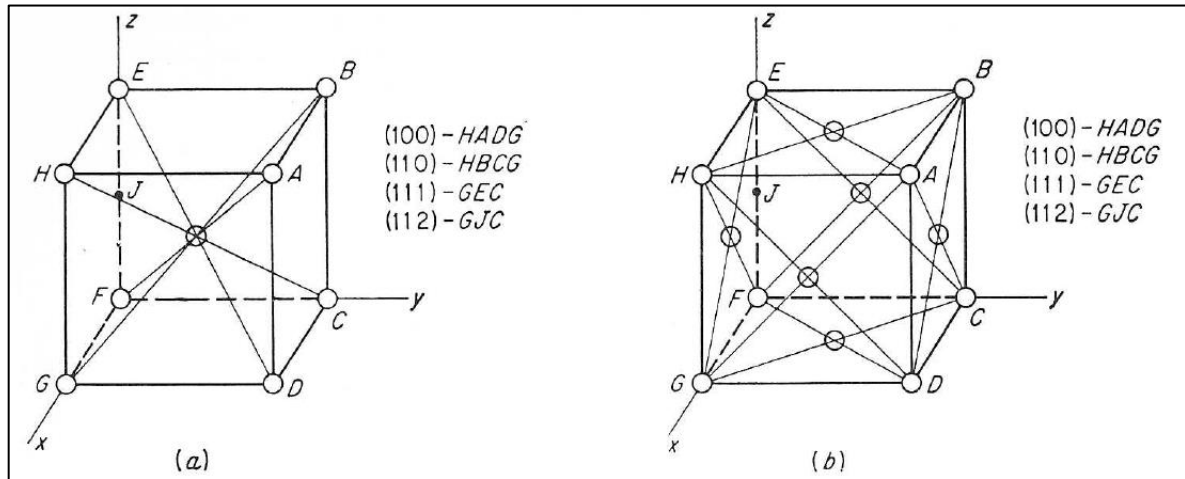


FIGURA 3.2 - Estrutura cristalina de corpo centrado (CCC) (a); Estrutura cristalina de face centrado (CFC) (b)
 FONTE: DIETER, 1981, p. 94

3.1.1 A influência do tamanho de grão nas propriedades dos materiais

As propriedades mecânicas de um material estão intimamente relacionadas ao tamanho do grão cristalográfico. A obtenção de um material com granulação fina em relação a um material com granulação grosseira proporciona muitas vantagens, dentre as quais o aumento das propriedades mecânicas de resistência e dureza. Há ainda uma relação presente em alguns materiais quanto a influência do tamanho médio dos diâmetros dos grãos com o limite de resistência ao escoamento a qual é descrita como Equação de Hall-Petch, dada pela EQ. (3.1). É importante ressaltar que esta equação não é válida para materiais que apresentem granulação ultra-fina, sendo, nesse caso, necessário a utilização de outros modelos. (CALLISTER, 2008)

$$\sigma_1 = \sigma_0 + k_l^{-0,5} \quad (3.1)$$

Onde: - σ_1 é a tensão limite de escoamento [MPa];

- σ_0 e k são constantes particulares de um material [MPa].

3.2 Superplasticidade

A Superplasticidade pode ser compreendida como o elevado grau de capacidade de deformação plástica sem ruptura que alguns materiais policristalinos apresentam à altas temperaturas (inferiores ao ponto de fusão do metal). A Superplasticidade se destaca pela sua ampla aplicação na indústria para a fabricação de componentes superplásticos conformados a quente.

3.2.1 Conceitos fundamentais

Sabe-se que o aumento de temperatura de um material tem uma relação intrínseca com a sua alta sensibilidade à taxa de deformação. Segundo Garcia, Spim e Santos (2015, p. 12) “[...]aumentos na temperatura levam a redução do módulo de elasticidade, uma vez que em temperaturas mais elevadas as forças de repulsão interatômicas crescem”. Esse conceito é fundamental para o entendimento do fenômeno conhecido como Superplasticidade.

Com a aplicação da técnica de Superplasticidade algumas características se evidenciam como a estabilidade microestrutural e aumento da resistência mecânica do material. Para a ocorrência da Superplasticidade são necessárias algumas condições metalúrgicas, dentre as quais: possuir estrutura cristalina de granulação fina ($d \leq 10\mu\text{m}$), temperaturas superiores a 40% da temperatura absoluta de fusão do material e baixas taxas de deformação (HOSFORD; CADDELL, 2007).

O tamanho médio dos grãos cristalográficos dos materiais utilizados pelos processos industriais que empregam a superplasticidade está na faixa de 2 a $10\mu\text{m}$ (KAWASAKI; LANGDON, 2007). Para o processamento superplástico torna-se essencial o refinamento de grão do material por tratamentos termomecânicos.

De modo geral, um material é classificado como superplástico quando a capacidade de alongamento (plástico) é superior a 500% antes da ruptura (KAWASAKI; LANGDON, 2007). “Para alguns materiais metálicos, em particular aqueles que apresentam microestrutura bifásica, como ligas eutéticas e as eutetóides, é comum observar elevados níveis de alongamento (~1000%) antes da fratura” (GARCIA; SPIM; SANTOS, 2015, p. 40). Nesse contexto, os trabalhos desenvolvidos por Valiev et al.¹ (1997 apud KAWASAKY; LANGDON, 2007)

¹ VALIEV, R. Z. et al. *Observations of High Strain Rate Superplasticity in Commercial Aluminum Alloys with Ultrafine Grain Sizes*. Scripta Materialia, 1997. v. 37, p. 1945-1950.

apontam surpreendentes resultados de alongamento com taxas de deformação superiores a 7000%.

3.2.2 Fabricação de componentes superplásticos

As técnicas que mais se destacam quanto a fabricação de componentes superplásticos conformados a quente são: forjamento, extrusão, estampagem, conformação por sopro e outros. A indústria aeronáutica e a automotiva são tidas como um dos maiores fabricantes de peças superplásticas na forma de ligas de alumínio e titânio.

No processamento Superplástico a elevação de temperatura durante a conformação mecânica contribui para o aumento do grau de ductilidade do material e conseqüentemente menores esforços são requeridos para a deformação plástica do componente. Com essa combinação é possível a fabricação de peças com geometrias altamente complexas, como mostra a FIG. 3.3.

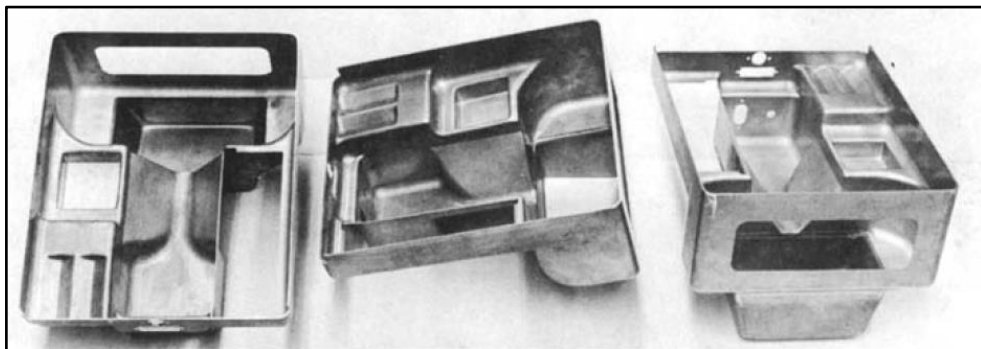


FIGURA 3.3 - Componentes fabricados pelo processo de conformação superplástica

FONTE: HOSFORD; CADDELL, 2007, p. 56.

3.3 **Deformação Plástica Severa (SPD)**

Nos últimos anos, tem-se difundido amplo interesse no campo de pesquisas científicas para o desenvolvimento e aperfeiçoamento de materiais de engenharia. Diante disso, destaca-se as técnicas de processamento de materiais conhecidas como Ensaio de Deformação Plástica Severa (SPD).

As técnicas de processamento SPD's são citadas por Valiev et al. (2006) como uma vasta linha de ensaios de materiais de conformação mecânica onde amostras metálicas são induzidas à altas taxas de deformação plástica através da aplicação de elevadas pressões hidrostáticas. Os autores

citam ainda sobre a ausência de alteração aparente da forma dimensional da amostra de material e satisfatória redução do tamanho do grão cristalográfico – comumente classificado como grão UFG.

Há uma ampla variedade de técnicas SPD's difundidas na atualidade, no entanto, os métodos que mais se destacam são: Equal Channel Angular Pressing (ECAP), Accumulative Roll Bonding (ARB) e High Pressure Torsion (HPT).

3.3.1 Grãos Ultra-finos (UFG)

As técnicas SPD's e os processos termomecânicos avançados são métodos pelos quais se obtém materiais com granulação ultra-fina (UFG), entretanto, devido a limitações tecnológicas, apenas o segundo tem aplicação industrial (CALADO, 2012). Apesar da restrição quanto à aplicação prática em processos de fabricação, os resultados mais efetivos, em termos de refinamento de grãos cristalográficos, pertencem às técnicas SPD's.

Classificados como grãos UFG, o tamanho médio dos grãos cristalográficos obtidos pelos processamentos SPD's podem alcançar a escala de nanômetros. Precisamente, o tamanho médio dos grãos UFG está na escala de submicrômetros, cujo intervalo varia de 100 a 1000nm, e nanômetros, inferiores a 100nm (VALIEV et. al, 2006).

3.3.1.1 Utilização de grãos UFG no processamento por superplasticidade

As pesquisas científicas relacionadas às técnicas SPD's são de grande interesse do segmento industrial de fabricação de componentes superplásticos a quente. Nesse sentido, Zhilyaev e Langdon (2008) reforçam que os materiais com granulação UFG são os que apresentam as melhores características para aplicação nesse processo.

No trabalho pioneiro publicado por Berbon et al.² (1999 apud KAWASAKY; LANGDON, 2007) tem-se o processamento de uma pequena amostra metálica com granulação UFG empregando os princípios da conformação superplástica. A FIG 3.4 apresenta os resultados

² BERBON, P. B. et al. *An Evaluation of Superplasticity in Aluminum-Scandium Alloys Processed by Equal-Channel Angular Pressing*. Mater Trans JIM, 1999. v. 40, p. 772-778.

obtidos nesse estudo onde é destacado a obtenção de satisfatórias taxas de alongamentos utilizando amostras de liga metálica Al-Mg-Li-Zr.

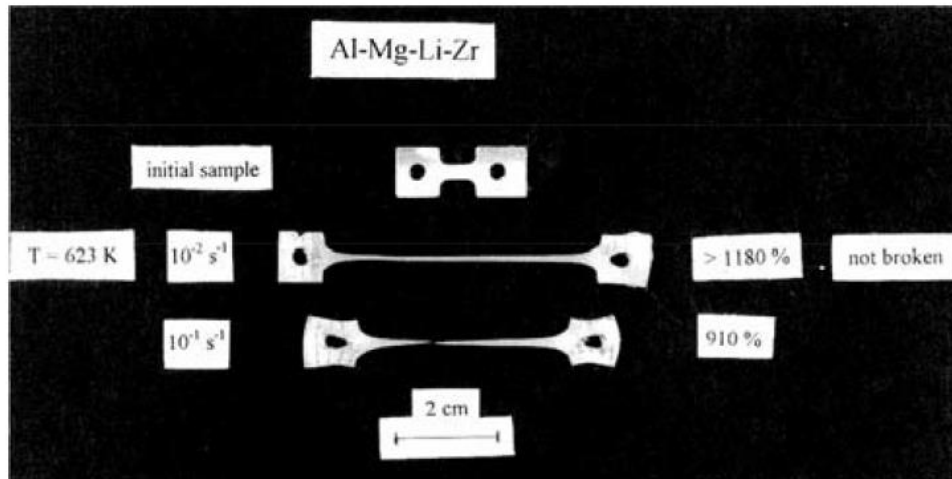


FIGURA 3.4 – Processamento de amostras metálicas por superplasticidade utilizando grãos UFG

FONTE: BERBON et. al. Apud KAWASAKY; LANGDON, 2007, p. 1785.

3.3.2 Equal Channel Angular Pressing (ECAP)

A técnica conhecida como ECAP (Equal Channel Angular Pressing), esquematizada pela FIG. 3.5, é uma das técnicas SPD's mais difundidas pela comunidade científica. O método ECAP consiste em se forçar a passagem de um corpo de prova, em formato de barra metálica, através de dois canais de uma matriz defasados em um ângulo Φ . Ao passar de um canal para outro, a barra será induzida à uma deformação plástica por cisalhamento e, posteriormente, desde que a seção transversal da barra permaneça inalterada, poderão ser realizados novos passes de conformação.

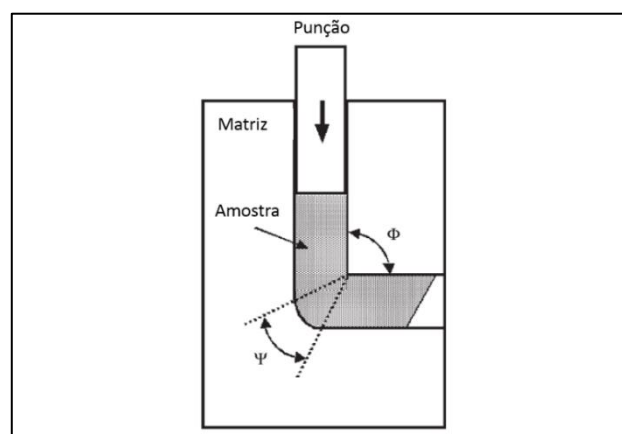


FIGURA 3.5 – Representação esquemática do princípio fundamental do ensaio ECAP

FONTE: Adaptado de VALIEV et. al., 2006, p. 33.

No processamento ECAP um maior número de passes de conformação implica em uma maior taxa de deformação plástica por cisalhamento da barra e menor tamanho médio dos grãos UFG obtidos (VALIEV et. al, 2006).

3.3.3 Accumulative Roll Bonding (ARB)

No processamento ARB (Accumulative Roll Bonding) a obtenção de granulação UFG é obtida através dos princípios fundamentais do processo por colaminação de chapas ou tiras metálicas. Na técnica ARB ocorre a união por soldagem superficial de duas chapas metálicas sobrepostas - com dimensões idênticas - utilizando para a coalescência metálica mecanismos de laminação. As chapas, após serem unidas pelo primeiro passe de laminação, são cortadas em tamanhos iguais e, posteriormente, preparadas e submetidas a novos passes de laminação. Para uma coalescência metálica isenta de imperfeições, antes de cada passe de laminação, as chapas metálicas devem ser submetidas à tratamentos mecânicos e químicos apropriados (CALADO, 2012). Na FIG. 3.6 tem-se representado a esquematização básica do processo ARB.

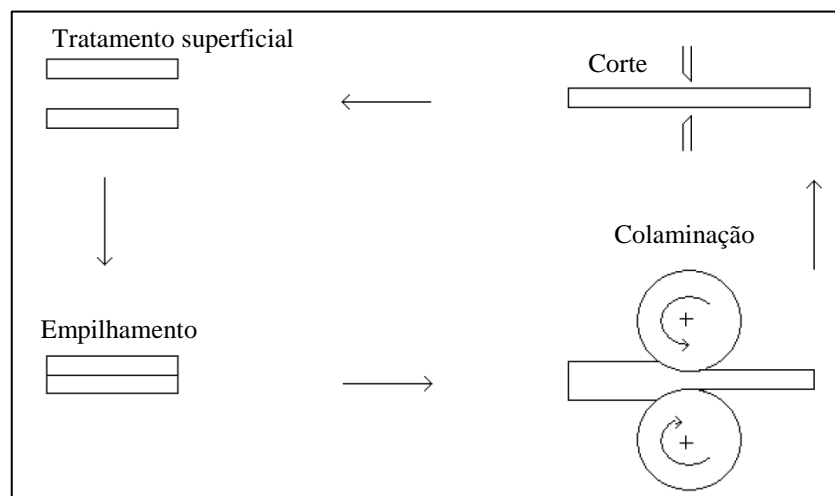


FIGURA 3.6 - Representação esquemática princípio fundamental do ensaio ARB

FONTE: Adaptado de CALADO; 2012, p. 37

3.3.4 Ensaio de Alta Pressão Aplicada à Torção (HPT)

Atualmente, o Ensaio HPT se consolida como uma importante técnica SPD quanto ao estudo das propriedades mecânicas e caracterização estrutural dos materiais metálicos. Ademais, o método HPT proporciona satisfatórios resultados quanto à obtenção de granulação UFG.

No contexto histórico, a técnica HPT foi proposta inicialmente pelo Prof. P. W. Bridgman no ano de 1935, no entanto, somente no ano de 1988, devido aos trabalhos conduzidos pelo Prof. R. Z. Valiev e sua equipe, é que a técnica firmou como um excelente método quanto à obtenção de granulação UFG. (EDALATI; HORITA, 2016).

A técnica HPT consiste basicamente na imposição de deformação plástica, por cisalhamento simples, em uma amostra metálica através da aplicação simultânea de esforços de compressão e torção. Nesse sentido, Bridgman (1943) afirma que as forças hidrostáticas resultantes da aplicação do esforço de compressão são responsáveis por inibir a fratura do material, o que possibilita a obtenção de elevado grau de deformação por torção.

Os princípios básicos do ensaio HPT estão esquematizados na FIG. 3.7. Nessa figura, uma pequena amostra de material em formato de disco é introduzida em uma cavidade de uma matriz inferior. Em sequência, uma matriz superior avança no sentido axial e exerce o esforço de compressão sobre a amostra ao passo que a matriz inferior transfere o torque responsável pela torção plástica. A interrupção dos esforços aplicados ocorre após a amostra alcançar um número de revoluções objetivado.

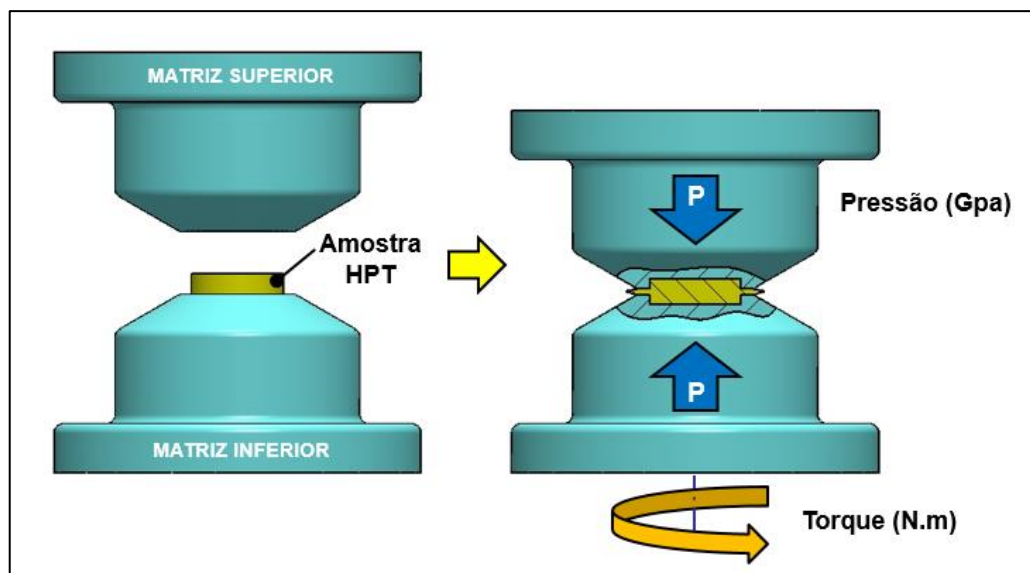


FIGURA 3.7 – Representação esquemática do princípio fundamental do ensaio HPT

FONTE: Acervo do Autor inspirado em KAWASAKI; FIGUEIREDO; LANGDON, 2011, p. 309.

A FIG. 3.8 mostra os três tipos de configurações de matrizes às quais a amostra HPT pode ser disposta, sendo: sem restrição (*Unconstrained*) (a) e com restrição (b, c) (*Constrained*).

Todavia, a configuração mais difundida na prática é a do tipo com restrição (c). (ZHILYAEV; McNELLEY; LANGDON, 2007).

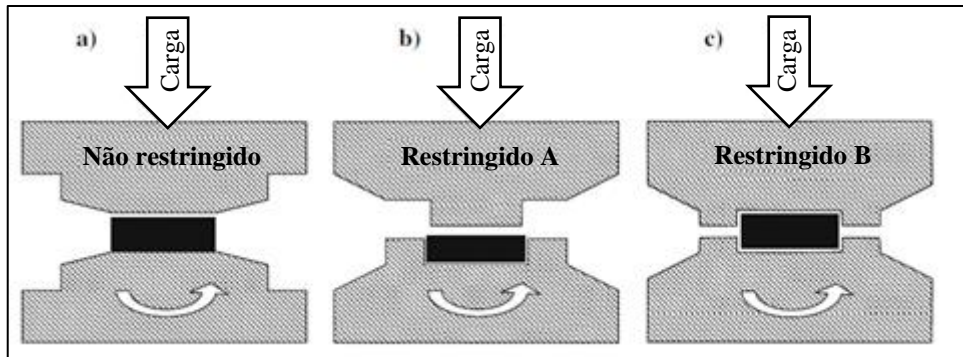


FIGURA 3.8 - Tipos de configurações do ensaio HPT: sem restrição (a), com restrição na matriz inferior(b) e com restrição nas duas matrizes

FONTE: Adaptado de ZHILYAEV; McNELLEY; LANGDON, 2007, p. 1518

3.3.4.1 Características da amostra HPT e materiais processados

Em termos gerais, as amostras utilizadas no ensaio HPT possuem formato de um pequeno disco metálico medindo, aproximadamente, 8-10mm de diâmetro e 1,0 mm de espessura. Todavia, como mostra a FIG. 3.9, também pode-se submeter ao ensaio amostras metálicas em formato de anel cilíndrico.

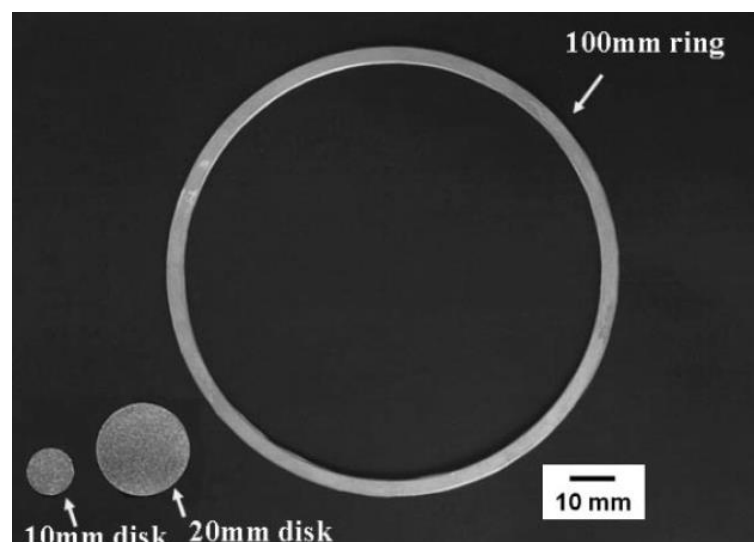


FIGURA 3.9 - Amostras HPT em formato disco cilíndrico e sob a forma de anel

FONTE: EDALATI e HORITA; 2009, p. 93

O tamanho da amostra HPT é considerado a maior limitação desse tipo de ensaio, entretanto, podem-se processar amostras com dimensões maiores desde que parâmetros técnicos sejam obedecidos. Dentre as consequências em se trabalhar com amostras maiores está o aumento do torque e pressão requeridos pelo equipamento além do aumento do diâmetro das matrizes. O processamento de amostras com diâmetro na faixa de 30 a 40mm requer um equipamento com capacidade de aplicação de 4.000kN de força 13kN.m de torque. Nesse caso, o diâmetro mínimo das matrizes deve ser de 150mm. (HOHENWARTER et al., 2009).

Zehetbauer e Zhu (2009) citam que o processamento HPT de amostras cilíndricas com grandes diâmetros é contraproducente, pois requer o desenvolvimento de equipamentos especiais. Os autores citam, por exemplo, que o ensaio de uma amostra em formato de disco com diâmetro de 100mm implica em uma pressão requerida de 40.000kN

Geralmente, as amostras processadas pelo ensaio HPT podem ser compostas de metal puro ou ligas metálicas dos elementos como o cobre (Cu), ferro (Fe), alumínio (Al), níquel (Ni), titânio (Ti) entre outros. Embora seja vasta a possibilidade de processamento de materiais de diferentes composições, o comportamento característico da deformação de uma amostra HPT com o tempo terá o perfil semelhante ao representado na FIG. 3.10.

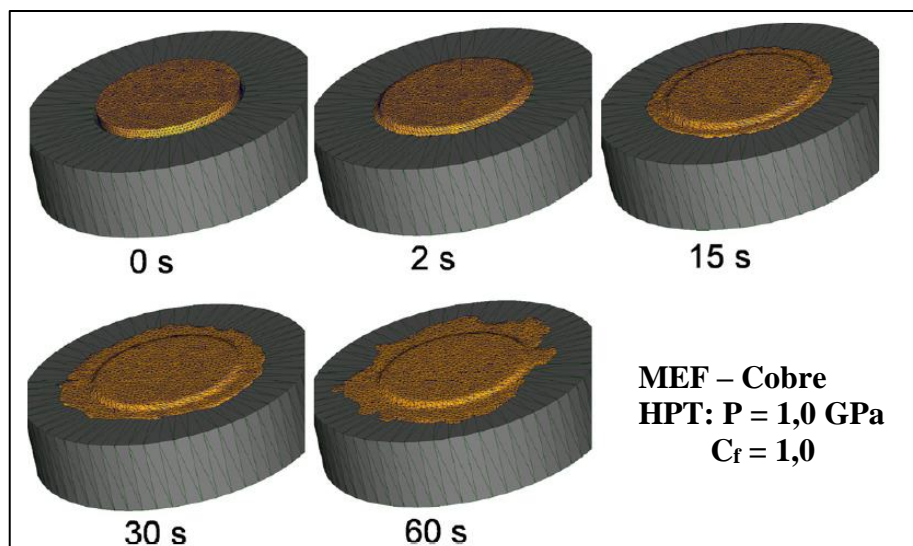


FIGURA 3.10 - Simulação por MEF destacando comportamento típico do processamento de uma amostra HPT com o tempo

FONTE: Adaptado de FIGUEIREDO; CETLIN; LANGDON, 2011, p. 8200.

3.3.4.2 Pressão aplicada

No método HPT a aplicação da pressão tem como função inibir a ocorrência de deslizamento relativo entre a amostra e as matrizes e ainda, garantir a força de fricção necessária para que o torque transferido promova a deformação plástica da amostra (HOHENWARTER et al., 2009). Os autores ainda complementam que o valor máximo da pressão aplicada pode ser limitado pela resistência mecânica das matrizes (8,0-9,0GPa). Baseado nos trabalhos de Bowden e Tabor³ (1954 apud HOHENWARTER et al., 2009) o valor da intensidade da pressão requerida, para fins práticos, pode ser estimada em 3 vezes o limite do escoamento do material.

O valor da pressão de compressão aplicada no ensaio HPT depende do material a ser processado e sua intensidade pode variar de 1,0 a 10,0GPa. Para metais como o cobre e o alumínio puros uma pressão de valor igual 1,0GPa é o suficiente, no entanto, para o processamento da maioria dos materiais é necessária uma intensidade mínima 5,0GPa ou superior (ZEHETBAUER; ZHU, 2009). Via de regra, na literatura não há um único valor pré-fixado para a pressão requerida ao ensaio HPT de um material hipotético. Nesse caso, os valores da pressão mínima aplicada podem variar desde que a amostra não apresente demasiado deslizamento por fricção.

Como consta no trabalho de Margiela e Neyt (2013), o processamento de amostras HPT sob pressões muito elevadas pode provocar o atrito superficial e o conseqüente aumento de temperatura das matrizes devido a redução da espessura da amostra a valores muito baixos. Adicionalmente, uma interferência forçada entre as matrizes acima de certos valores críticos pode provocar danos nessas ferramentas.

As abordagens de Zhilyaev e Langdon (2008) mostram que quanto maior o valor da intensidade de pressão aplicada no ensaio HPT maior é o grau de homogeneidade da microestrutura e das propriedades mecânicas ao longo do raio da amostra. Os autores complementam ainda que essa falta de homogeneidade é uma das grandes limitações do ensaio HPT. A FIG. 3.11 mostra a relação entre o aumento de pressão hidrostática com o aumento da homogeneidade da microdureza da amostra.

³ BOWDEN, F. P; TABOR, D. *Friction and Lubrification of Solids*. Oxford: Clarendon Press, 1954.

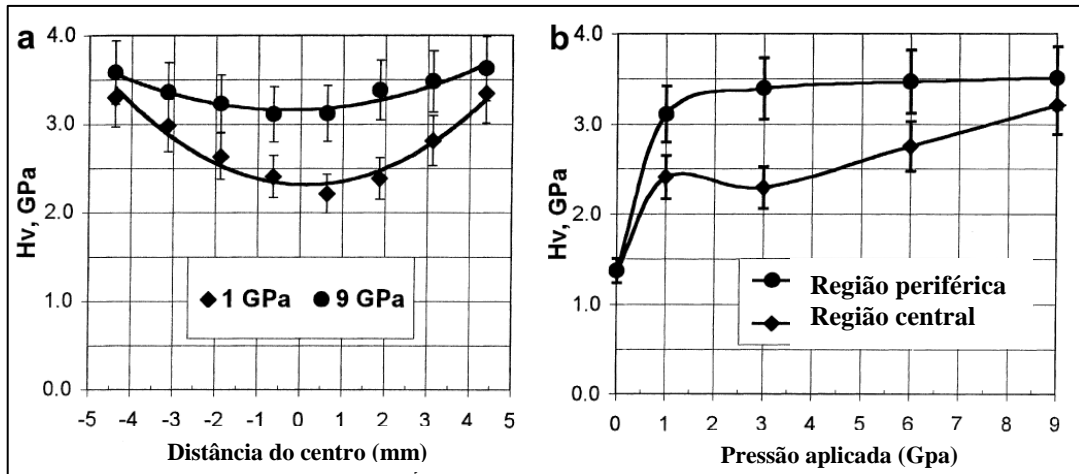


FIGURA 3.11 - Perfil da microdureza para o material níquel processado pela técnica HPT (a); valor médio da microdureza nas regiões da superfície da amostra (b).

FONTE: Adaptado de Zhilyaev et al.⁴ (2001 apud ZHILYAEV; LANGDON, 2008, p. 902.

O aumento demasiado da pressão aplicada sobre a amostra HPT a valores superiores a 10 GPa é contraproducente, pois a medida que ocorre o aumento do número de revoluções da amostra a microdureza tende a alcançar o ponto de saturação. Nesse sentido, na FIG 3.12 tem-se o trabalho de Edalati e Horita (2010) o qual reportam o processamento HPT para vários materiais com variação da pressão hidrostática de 0,6 a 40 GPa.

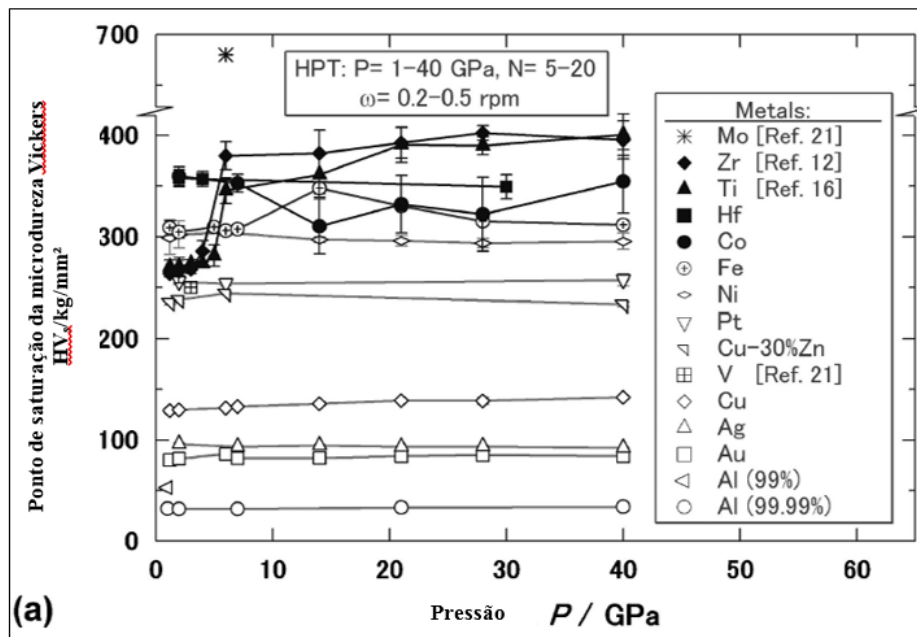


FIGURA 3.12 - Saturação da dureza com o aumento da pressão aplicada durante o ensaio HPT

FONTE: Adaptado de EDALATI; HORITA, 2010, p. 1053.

⁴ ZHILYAEV, A.P. et al. *Microhardness and microstructural evolution in pure nickel during high-pressure torsion*. Scripta Materialia, 2001. v. 44, 2753-2758

3.3.4.3 Velocidade de rotação e temperatura

Na literatura, a velocidade de rotação imposta à amostra no ensaio HPT varia de 0 a 2,0 rpm, no entanto, o valor de rotação mais adotado é de 1,0 rpm. O processamento da técnica HPT em baixa rotação não é uma escolha arbitrária, pois a aplicação de elevados valores de pressão sobre a amostra pode ocasionar algum deslizamento relativo e aumento de temperatura entre a amostra, propriamente dita, e as matrizes.

Para Hohenwarter et al. (2009, p.1657, tradução nossa), a velocidade de rotação:

[...] deve ser reduzida para diminuir o aquecimento do corpo de prova. Inicialmente, esse aquecimento surge devido a deformação plástica elevada e segundo, pela fricção na região de escoamento de material entre as matrizes. Esse aspecto se torna mais evidente quando o tamanho da amostra, e também o volume da amostra é intensamente aumentado.

É importante salientar que a amostra HPT pode ser processada à temperatura ambiente ou sob temperatura elevada. Margiela e Neyt (2013) citam os limites superiores para o projeto de equipamento HPT cujas velocidade de rotação e temperatura foram estabelecidas em 1,6 rpm e 200°C, respectivamente.

3.3.4.4 Torque

O torque aplicado durante o ensaio HPT deve ser o suficiente para induzir a deformação plástica por cisalhamento à amostra e sua magnitude pode variar conforme o diâmetro e o estado de fabricação do material a ser processado. Assim, Stüwe e Turk⁵ (1964 apud WETSCHER; VORHAUER; PIPPAN, 2005) mencionam a EQ. (3.2) para estimativa do torque:

$$M_d = \int 2\pi\tau(r)r^2 dr \quad (3.2)$$

Onde: - M_d é o momento de torção necessário para deformar a amostra [Nm];

- τ é o limite de ruptura do material para o cisalhamento [MPa];

- π é constante matemática [adm.];

- r é o raio da amostra [mm].

⁵ STÜWE, H. P.; TURK, H. Z. Metallkd, 1964. v. 55, p. 699-703.

Segundo Wetscher, Vorhauer e Pippan (2005, p. 213, tradução nossa), o torque real HPT:

[...] é mensurado por um aparelho extensômetro fixado diretamente na superfície da matriz à qual o torque é transferido. O torque mensurado (M) consiste do torque necessário para deformar a amostra (M_d) acrescentado do torque decorrente da área da rebarba da amostra (M_b).

O torque requerido para uma amostra hipotética HPT foi calculado por Margiela e Neyt (2013) baseado na EQ. (3.3). Nesse sentido, os autores determinaram o valor do torque máximo (~890Nm) para o projeto de um equipamento HPT considerando como limites superiores o processamento de uma amostra de Ti puro de formato cilíndrico ($\varnothing = 15\text{mm}$).

$$M_d = \frac{2}{3} \sigma_u \pi r^3 \quad (3.3)$$

Onde: - M_d é o momento de torção necessário para deformar a amostra [Nm];

- σ_u é o limite de ruptura do material à tração [MPa];

- π é constante matemática [adm.];

- r é o raio da amostra [mm].

Conforme FIG. 3.13, a variação da pressão hidrostática aplicada à amostras com características idênticas pode ocasionar pequenas oscilações dos valores do torque aplicado à medida que o número de revoluções aumenta (WETSCHER; VORHAUER; PIPPAN, 2005).

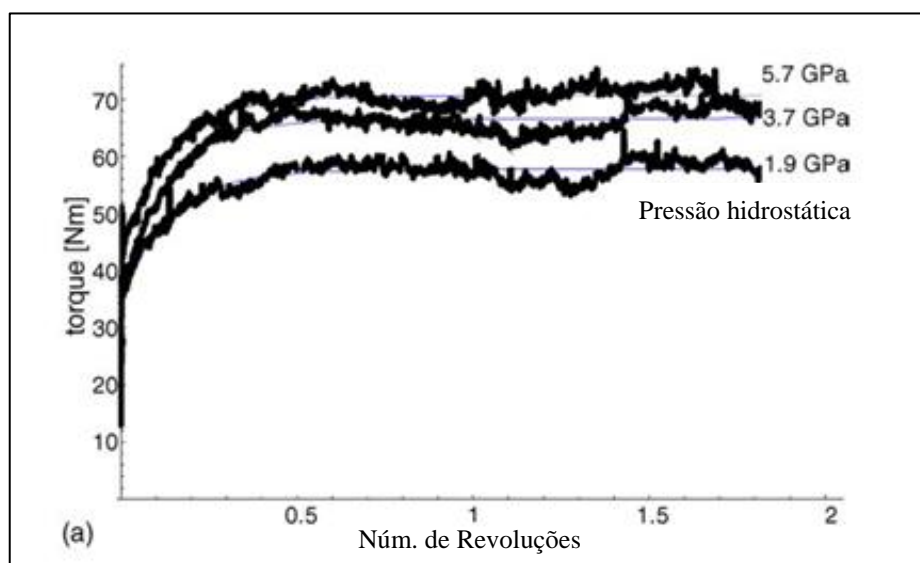


FIGURA 3.13 - Medição do torque em relação ao número de revoluções HPT para o cobre puro

FONTE: Adaptado de WETSCHER; VORHAUER; PIPPAN, 2005, p. 214.

Hohenwater et al. (2009) citam que o valor do torque requerido varia com o diâmetro ao cubo. Os autores acrescentam ainda que para processamento HPT utilizando uma amostra com 40mm de diâmetro é necessário um motor com capacidade nominal de torque em 13kNm.

3.3.4.5 Deslizamento relativo

O fenômeno conhecido como deslizamento relativo é compreendido como o atrito gerado, durante o processamento do ensaio HPT, pelo contato entre a amostra e as cavidades das matrizes. Ao se introduzir o torque necessário à deformação por torção da amostra, espera-se que os valores de deslizamento relativo sejam os menores possíveis. No caso de valores elevados o torque e velocidade de rotação impostos ao ensaio podem não corresponder aos valores reais.

O trabalho publicado por Edalati, Horita e Langdon (2009) mostra uma relação instituída entre as variáveis deslizamento relativo, pressão hidrostática e velocidade de rotação. Pelas FIG 3.14 e FIG. 3.15 é possível observar que aumentando-se a pressão hidrostática ocorre diminuição da fração do deslizamento relativo. Em contrapartida, o aumento da velocidade de rotação de 0,5 rpm para 1,0 rpm provoca o aumento da fração de deslizamento relativo por rotação.

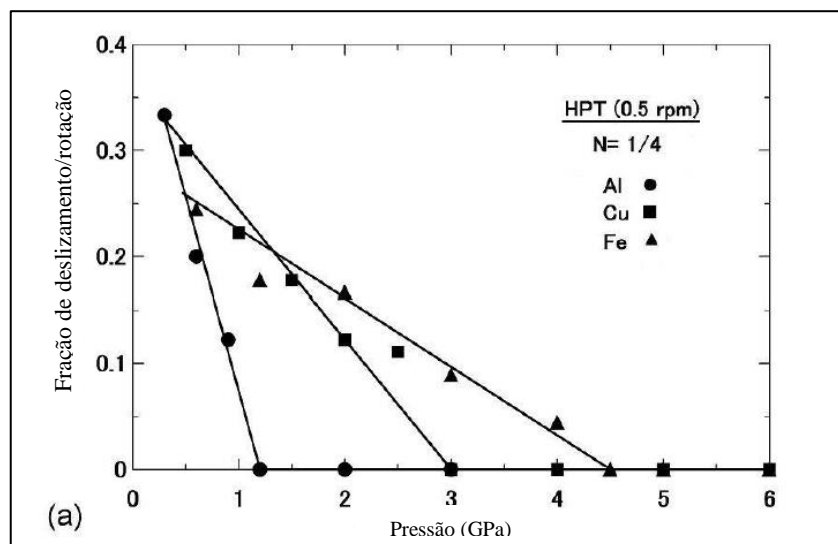


FIGURA 3.14 - Fração de deslizamento em relação a pressão aplicada no ensaio HPT para uma revolução de 0,25 e rotação de 0,5 rpm

FONTE: Adaptado de EDALATI; HORITA; LANGDON, 2009, p. 5

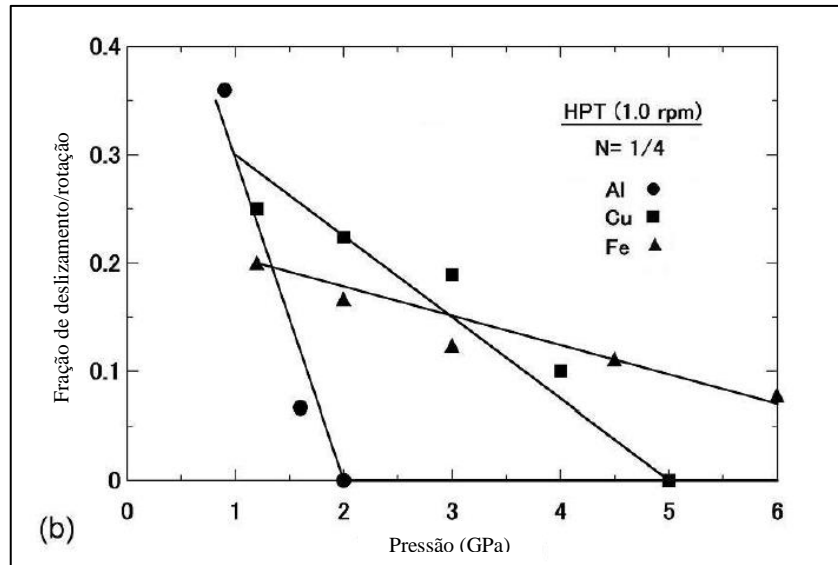


FIGURA 3.15 - Fração de deslizamento em relação a pressão aplicada no ensaio HPT para uma revolução de 0,25 e rotação de 1,0 rpm

FONTE: Adaptado de EDALATI; HORITA; LANGDON, 2009, p. 5.

3.3.4.6 Deformação Equivalente

O termo deformação equivalente é considerado como a medida do grau da deformação plástica por cisalhamento da amostra HPT em relação ao número de revoluções aplicado. A FIG. 3.16 mostra que o aumento do número de revoluções imposto à amostra contribui para uma melhor homogeneidade da microestrutura e dureza superficial ao longo do raio.

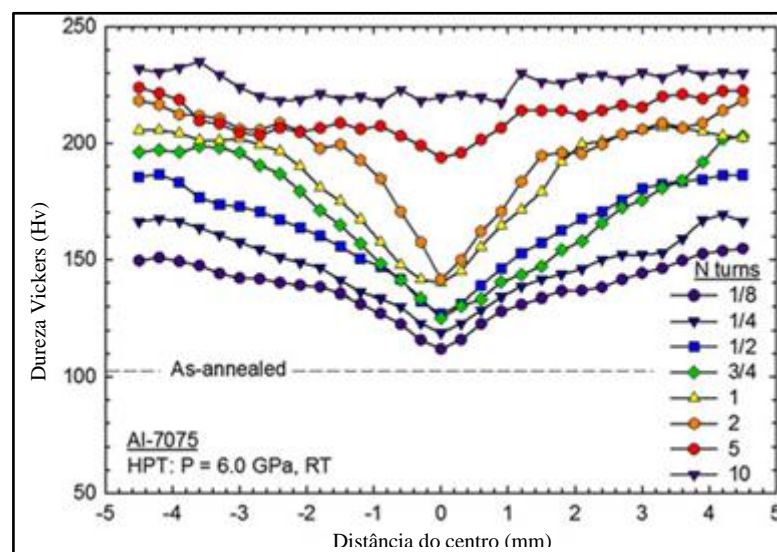


FIGURA 3.16 – Homogeneidade da microdureza distribuída ao longo do raio da amostra com o número de revoluções aplicado

FONTE: Adaptado de SABBAGHIANRAD; KAWASAKI; LANGDON, 2012, p. 7791

Segundo Hohenwarter et. al. (2009), à temperatura ambiente, as amostras HPT de materiais monofásicos alcançam saturação da dureza e de tamanho de grão cristalográfico quando a deformação por cisalhamento estiver no intervalo de $\epsilon=16-32$.

A determinação da deformação torcional na amostra HPT parte do princípio do deslocamento radial infinitesimal como mostra a FIG. 3.17. Assim sendo, a deformação por cisalhamento pode ser determinada com base na EQ. (3.4). O princípio de aplicação da equação é relacionado aos conceitos de cisalhamento simples, e, no contexto do ensaio HPT, é denominada como Equação Ideal. Nessa análise, a aplicação da equação é válida desde que considerado que a espessura (t) da amostra seja constante (HOHENWARTER et al., 2009).

$$\gamma = \frac{2\pi r}{t} \cdot n \quad (3.4)$$

Onde: - γ é a deformação por cisalhamento do material [mm/mm];

- π é a constante matemática [adm.];

- t é a espessura da amostra [mm];

- r é o raio da amostra [mm];

- n é o número de revoluções aplicadas à amostra [adm.].

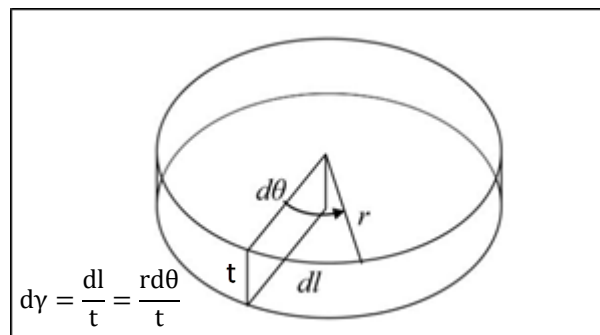


FIGURA 3.17 – Representação esquemática da deformação da amostra HPT

FONTE: Adaptado de EDALATI; HORITA; LANGDON, 2009, p. 4.

Para fins comparativos, pode-se usar a EQ. (3.5) alternativa à EQ. (3.4), para estimativa da deformação equivalente utilizando o Critério de Falha de Von Mises (STÜWE⁶, 2003 apud HOHENWARTER et al., 2009).

⁶ STÜWE, H. P. *Equivalent Strains in Severe Plastic Deformation*. Advanced Engineering Materials, 2003. v. 5, nº 5, p. 291-295.

$$\varepsilon_{vm} = \frac{\gamma}{\sqrt{3}} \quad (3.5)$$

Onde: - ε_{vm} é a deformação equivalente de Von Mises [mm/mm];

- γ é a deformação por cisalhamento do material [mm/mm];

Para casos onde $\gamma \geq 0,8$ a EQ. (3.5) deve ser substituída pela EQ. (3.6) (POLAKOWSKI; RIPLING, 1966⁷ apud ZHILYAEV; McNELLEY; LANGDON, 2007).

$$\varepsilon_{vm} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \right) \left[\ln \left(1 + \frac{\gamma^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} + \gamma/2 \right] \quad (3.6)$$

Onde: - ε_{vm} é a deformação equivalente de Von Mises [mm/mm];

- γ é a deformação por cisalhamento do material [mm/mm];

A FIG. 3.18 mostra a relação proporcional existente entre a deformação equivalente – fornecida pela EQ. (3.6) -, e o número de revoluções para uma amostra HPT com o raio variando de 0,1 a 10mm (ZHILYAEV; McNELLEY; LANGDON, 2007). Nesse caso, quanto maior o número de revoluções imposto à amostra maior será a deformação por cisalhamento equivalente.

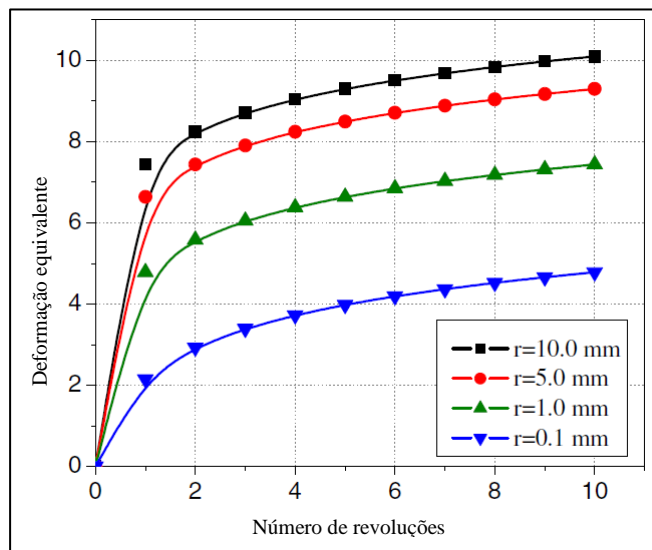


FIGURA 3.18 - Relação gráfica entre a entre ε_{vm} e número de revoluções

FONTE: Adaptado de ZHILYAEV; McNELLEY; LANGDON, 2007, p. 1519.

⁷ POLAKOWSKI, N. H.; RIPLING, E. J. *Strength and Structure of Engineering Materials*. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, 1966. 535 p.

3.3.4.7 Grãos cristalográficos ultra-finos (UFG)

Para Hohenwarer et al. (2009, p.12, tradução nossa) “o refinamento de grão dos materiais pela técnica HPT é fortemente dependente dos parâmetros de processamento, tais como a deformação imposta, a taxa de deformação, a temperatura do ensaio e pressão aplicada [...]”.

Os materiais processados pelo ensaio HPT alcançam os menores tamanhos médios de grãos cristalinos dentre todas as técnicas SPD's. Segundo Calado (2012) é reportado na literatura granulação fina HPT na escala de nanômetros (<50nm). No processo ECAP o tamanho médio de grão obtido está na faixa de ~100 a 1000nm (ZHILYAEV; McNELLEY; LANGDON, 2007).

3.3.4.8 Equipamento HPT

Margiela e Neyt (2013) apresentam um roteiro detalhado sobre o projeto mecânico de um equipamento HPT com capacidade de força de compressão de 780kN e torque máximo de ~890Nm. O equipamento é composto por uma unidade prensa hidráulica linha MTS® com capacidade máxima de 2500kN e por um sistema de transmissão de torque por correntes. Adicionalmente, é mostrado no QUADRO (3.1) um resumo sobre as principais características técnicas do equipamento HPT.

QUADRO 3.1
Principais parâmetros técnicos equipamento HPT com capacidade de 78kN.

Materiais	Al, Cu, Fe, Ti, outros materiais
Pressão	0 a 10 GPa
Força	780 kN
Torque máx.	883 Nm
Diâmetro máx.	15mm
Velocidade de rotação	0 a 1,6 rpm
Temperatura	Temperatura ambiente até 200°C

FONTE: Adaptado de MARGIELA; NEYT, 2013, p. 55.

A FIG 3.19 mostra o equipamento HPT desenvolvido por Margiela e Neyt (2013) onde é possível observar o módulo de torção e seus principais componentes. Vale salientar que na figura há a supressão da prensa hidráulica MTS®.

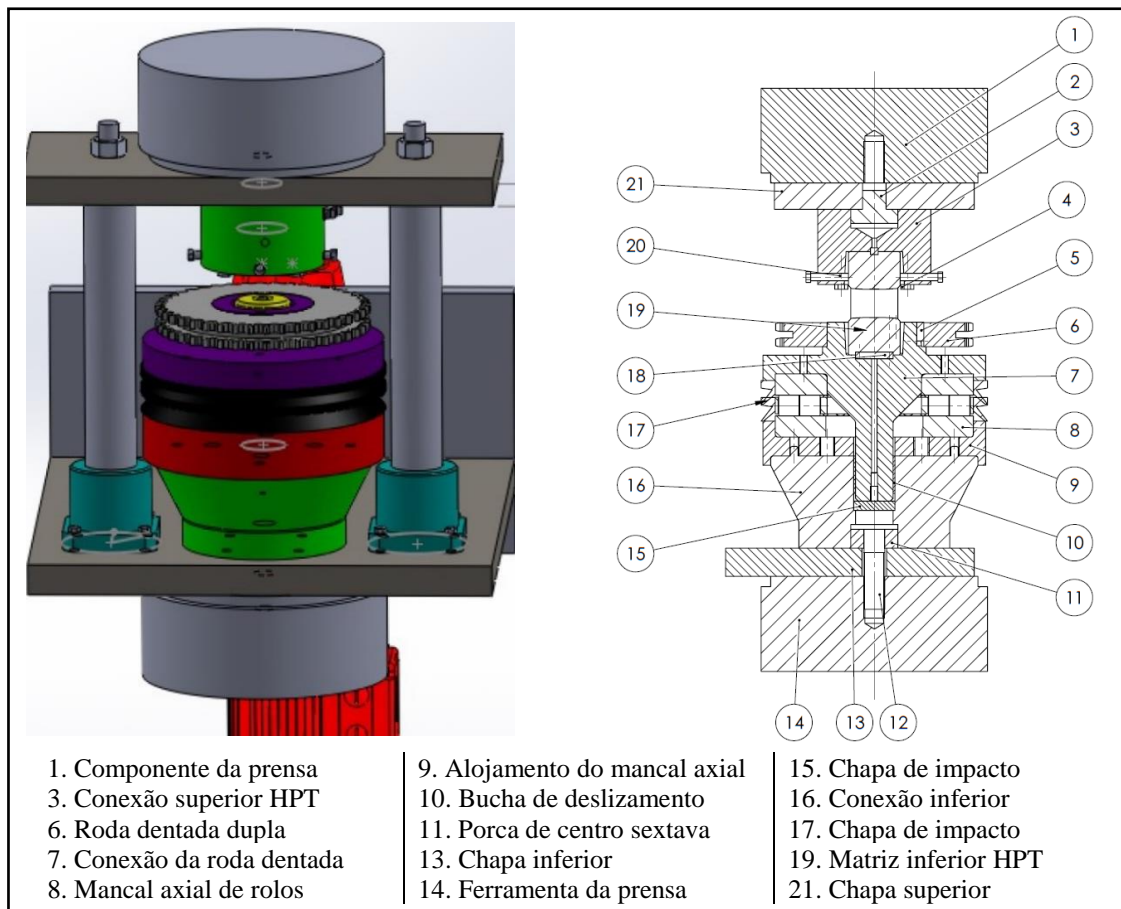


FIGURA 3.19 – Representação do equipamento HPT com capacidade de 78T com supressão da prensa MTS®
 FONTE: Adaptado de MARGIELA; NEYT, 2013, p. 56 e 164.

Uma das maiores limitações do equipamento HPT são os altos custos envolvidos na aquisição desse equipamento. Nesse sentido Calixto (2013) propõe o desenvolvimento de um equipamento HPT de baixo custo para processamento de amostra com $\varnothing=10\text{mm}$ utilizando uma prensa hidráulica manual com capacidade de 30T e sistema de transmissão de torque por motoredutor com torque máximo de 200Nm.

Na FIG. 3.20 é mostrado um equipamento HPT citado pelo Instituto de Ciência dos Materiais ou ESI (*Erich Schmid Institute of Materials Science*) da Áustria como sendo de capacidade de força de compressão igual a 400T. e habilitado ao processamento de amostras com diâmetro máximo de 50mm.



FIGURA 3.20 – Representação de equipamento HPT com capacidade de 400T.

FONTE: ERICH SCHMID INSTITUTE OF MATERIALS SCIENCE (ESI), 2017

3.4 Elementos de Máquinas

Para o projeto de máquinas e equipamentos é indispensável ao projetista o pleno conhecimento sobre elementos mecânicos e seus dimensionamentos. As seções a seguir mostram os aspectos mais relevantes de alguns dos elementos de máquinas utilizados no desenvolvimento do projeto HPT.

3.4.1 Mancais de rolamento

Os mancais de rolamento são elementos essenciais no projeto de máquinas e equipamentos, pois apresentam-se como uma solução prática e eficaz em situações que requerem baixo atrito e alto rendimento entre corpos deslizantes. Em geral, esses componentes podem suportar grandes capacidades de cargas estáticas e dinâmicas além de condições extremas como altas temperaturas, vibrações, choques, desgaste por fricção, etc. A FIG. 3.21 mostra um típico mancal de rolamento o qual é constituído por quatro componentes fundamentais, sendo: anel externo, anel interno, separador (também conhecido como gaiola ou retentor) e elemento rolante (esfera ou rolos).

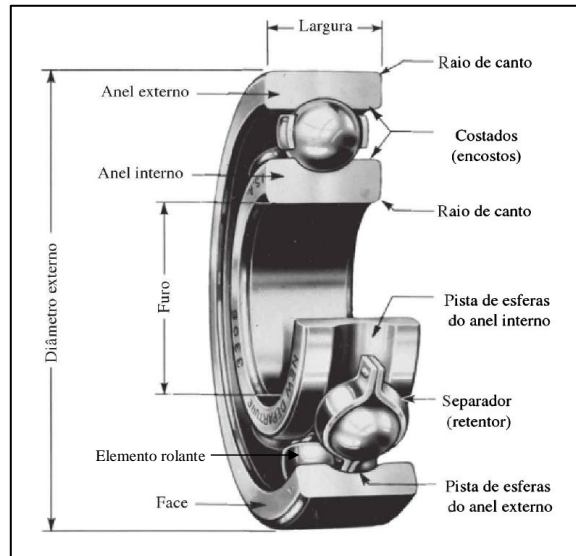


FIGURA 3.21 – Representação típica dos elementos fundamentais de um mancal

FONTE: Adaptado de BUDYNAS; NISBETT; 2011, p. 577

Os mancais são fabricados com materiais de alta liga a base de Ni-Cr-Mo, como os aços AISI 5210, 4620 e 8620, de modo a oferecer elevado grau de rigidez e resistência mecânica e alta capacidade de vida útil em fadiga. Nesse sentido, os mancais de rolamento apresentam-se como componentes mecânicos mais apropriados para altos ciclos de operação em comparação com os mancais de deslizamento.

Como mostra as FIG. 3.22 e 3.23 os mancais de rolamento são classificados por Budynas e Nisbett (2011) pelo seu componente rolante, esférico ou de rolos.

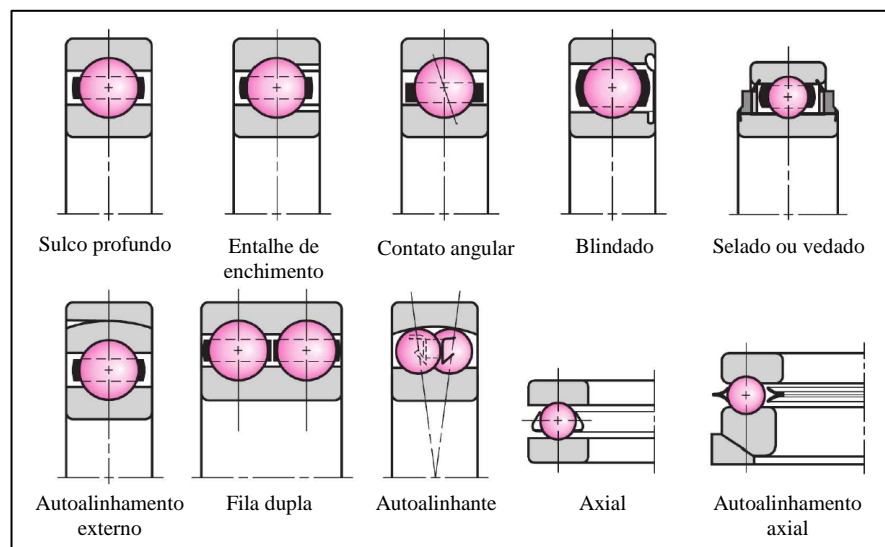


FIGURA 3.22 – Tipos de mancais de rolamento do tipo esferas

FONTE: Adaptado de BUDYNAS; NISBETT, 2011, p. 577

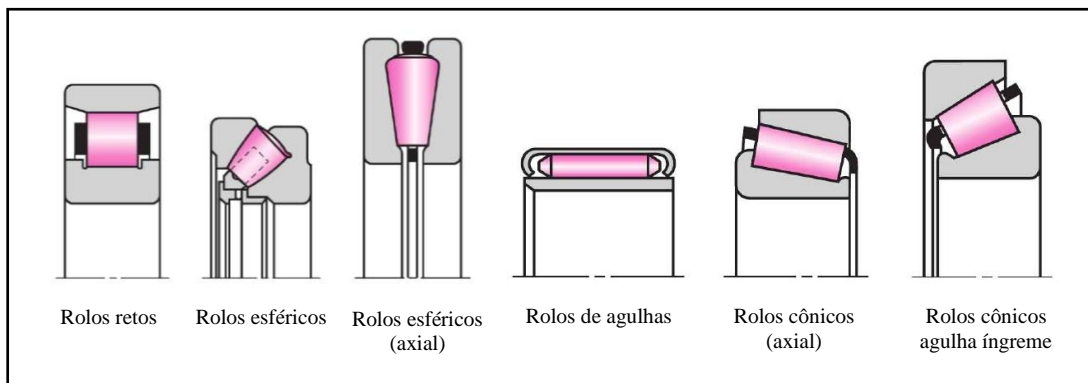


FIGURA 3.23 – Mancais de rolamento do tipo rolos

FONTE: Adaptado de BUDYNAS; NISBETT, 2011, p. 578

Baseado na proposta à qual se delimita essa presente pesquisa, serão expostos em sequência os tipos de mancais de rolamento utilizados neste trabalho.

3.4.1.1 Mancais de rolamento rígidos de esferas

Devido ao baixo custo e versatilidade quanto à aplicação, os mancais de rolamento rígidos de uma carreira de esferas são o tipo de mancal de maior aplicação em projeto de máquinas e equipamentos. Esse rolamento é indicado para situações que requerem alta velocidade de rotação e predominância de carga radial, porém, podem suportar, de forma razoável, carga axial bidirecional. Além disso, esse tipo de mancal emite baixo ruído. A ocorrência de desalinhamentos na montagem é facilmente tolerada por esse tipo de mancal. Na FIG. 3.24 são mostrados, de forma sequencial, os mancais rígidos de uma e de duas carreiras de esferas.

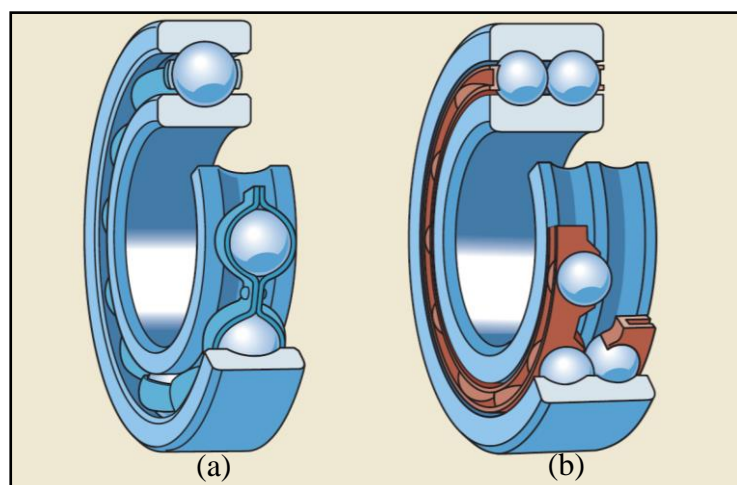


FIGURA 3.24 – Mancais de rolamento rígidos de esferas: uma (a) e de duas (b) carreiras

FONTE: CATÁLOGO SKF®, 2015, p. 296 e 298.

3.4.1.2 Rolamentos axiais autocompensadores de rolos esféricos

Os mancais de rolamento axiais autocompensadores de rolos esféricos são requeridos para aplicações onde haja cargas unidirecionais elevadas no sentido axial e ainda, em condições de desalinhamento provocadas por deflexão ou montagem do eixo. A capacidade de autoalinhamento desses mancais é caracterizada pelo formato esférico da pista externa à qual permite a movimentação dos rolos. O desalinhamento permitido é inversamente proporcional à carga aplicada, sendo que, cargas maiores permitem desalinhamentos menores.

Na FIG. 3.25 é mostrado, de forma sequencial, ilustrações de alguns modelos do mancal axial autocompensador de rolos (a) e (b) e a distribuição da carga axial no rolamento (c);

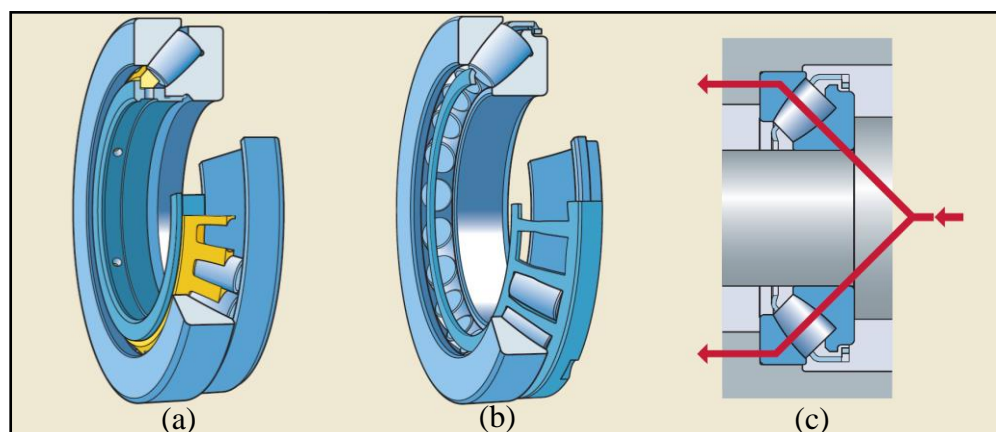


FIGURA 3.25 – Mancal axial autocompensador de rolos: com gaiola do tipo pente em latão usinado (a) e do tipo janela em aço estampado (b); distribuição da carga entre as pistas em um determinado ângulo com o eixo

FONTE: CATÁLOGO SKF®, 2015, p. 1078 e 1079.

Por serem puramente axiais, esses mancais suportam cargas radiais moderadas cuja intensidade equivale a 55% da carga axial, o que é relevante para esse tipo de mancal quando comparado à outros mancais axiais. Nesse contexto, os tipos de mancais axiais como os rolamentos de esferas de escoras, rolamentos de esferas de contato angular, rolamentos de rolos cilíndricos e os rolamentos de rolos cônicos, ambos de escora simples e dupla, não são habilitados a suportarem cargas no sentido radial. Adicionalmente, esses mancais são incapazes de corrigirem automaticamente prováveis desalinhamentos.

3.4.1.3 Seleção e dimensionamento de mancais de rolamento

A seleção e dimensionamento do tipo de mancal de rolamento requer, inicialmente, o estabelecimento de algumas premissas fundamentais como o tipo de carga atuante e a faixa operacional de velocidade de rotação do rolamento. Como mostra a FIG 3.26, nos mancais pode haver a atuação de forças radiais, axiais ou combinadas.

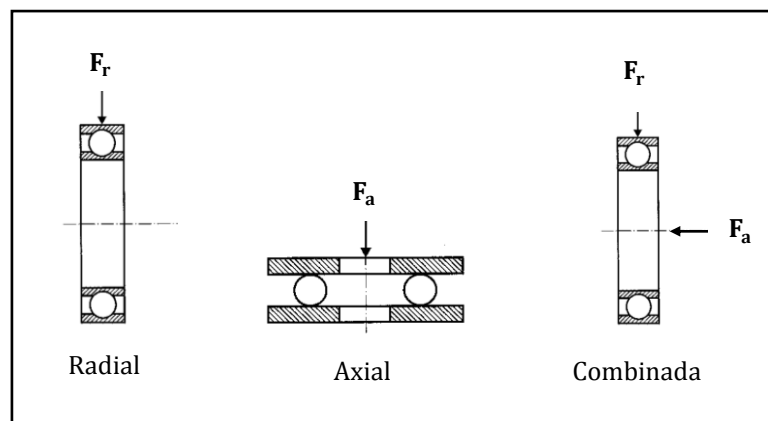


FIGURA 3.26 – Representação esquemática das forças atuantes em um mancal

FONTE: Adaptado de MELCONIAN, 2008, p. 191 e 192.

Mancais operando com pouca oscilação ($n < 10$ rpm) são tidos como rolamentos solicitados por carga estática, no entanto, rolamentos com movimentação regular ($n > 10$ rpm) são classificados como solicitados por carga dinâmica (MELCONIAN, 2008).

3.4.1.4 Dimensionamento pela carga estática (C_0)

As tensões elevadas aos quais os mancais estão submetidos podem provocar em seus elementos rolantes e anéis deformações plásticas localizadas com potencial de conduzir a uma falha por fadiga do material. Nesse sentido, Norton (2013) cita que a Carga Estática Básica de Classificação (C_0) é tida como a carga responsável por induzir, em qualquer ponto dos elementos rolantes e pistas do rolamento, uma deformação total permanente de 0,0001 vezes o diâmetro do elemento rolante.

O fabricante de rolamentos SKF® cita em seu catálogo os valores de tensão de contato que podem provocar deformações plásticas permanentes nos componentes do mancal. Esses valores são mostrados no QUADRO (3.2).

QUADRO 3.2

Valores de carga estática básica de classificação para rolamentos

Tipo de rolamento	Tensão de contato (GPa)
Rolamento autocompensador de esferas	4,6 GPa
Todos os rolamentos de esferas	4,2 GPa
Todos os rolamentos de rolos	4,0 GPa

FONTE: Adaptado de CATÁLOGO DE ROLAMENTOS SKF®, 2015, p. 64.

A metodologia de cálculo da carga estática básica de classificação (C_0) é definida pela Norma ISO 76 a qual propõe a EQ. (3.7) para estimar o valor de C_0 . O fator de segurança estático (S_0) é a medida do grau de segurança do rolamento quanto a possibilidade de deformação plástica. Em rolamentos cujo regime de operação seja normal e suave os valores de S_0 são baixos, no entanto, em regime de operação com incidência de vibrações ou choques os valores de S_0 são maiores.

$$C_0 = S_0 \cdot P_0 \quad (3.7)$$

Onde: - C_0 é a carga estática básica de classificação [kN];

- S_0 é o coeficiente de segurança estático [adm.];

- P_0 carga estática equivalente [kN].

A carga estática equivalente (P_0) é calculada com base na carga axial e radial atuante no rolamento e é definida pela EQ. (3.8). As componentes X e Y da equação podem variar conforme o tipo do mancal adotado. No caso de ocorrência de carga, predominantemente, axial ou radial o valor de P_0 será admitido como o valor de uma dessas cargas.

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (3.8)$$

Onde: - P_0 é a carga estática equivalente [kN].

- X_0 é o fator radial do mancal [adm.];

- F_r é a carga radial [kN];

- Y_0 é fator axial do mancal [adm.];

- F_a é a força axial [kN].

3.4.1.5 Dimensionamento pela carga dinâmica (C)

O dimensionamento pela carga dinâmica básica de classificação tem como objetivo determinar a vida útil em milhões de revoluções ou horas de operação de um mancal de rolamento. Geralmente, é convencionado que a cada lote de cem rolamentos fabricados 10% destes apresentem falha precoce antes de terem atingidas sua vida útil de projeto. (NORTON, 2013).

A vida em fadiga de um rolamento, considerando como estimativa um percentual de falha em 10% ou L_{10} , é expressa pela EQ. (3.9), onde, segundo a Norma ISO 281, representa a vida útil em milhões de rotações. Na equação, para rolamentos de esferas o valor de $a=3,0$. Considerando rolamento de rolos, o expoente $a=10/3$. A Carga dinâmica básica de classificação (C) de um mancal é tida como a carga que dará 1 milhão de revoluções na pista do rolamento. Comumente, emprega-se a EQ. (3.10) para cálculo da vida em fadiga de um rolamento em horas.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (3.9)$$

Onde: - L_{10} é a vida em fadiga teórica em milhões de revoluções [adm.];

- C é a carga dinâmica básica de classificação [kN];

- P é carga constante aplicada [kN];

- a é a constante para o mancal [adm];

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (3.10)$$

Onde: - L_{h10} é a vida em fadiga em horas [h];

- n é o número de revoluções/rotações [rpm];

- C é a carga dinâmica básica de classificação [kN];

- P é carga constante aplicada [kN];

- a constante para o mancal [adm].

A carga dinâmica equivalente (P) de um mancal pode é mostrada na EQ. (3.11). Os componentes X e Y dessa equação também podem variar.

$$P = XF_r + YF_a \quad (3.11)$$

Onde: - P é a carga dinâmica equivalente [kN];

- X é o fator radial do mancal [adm.];

- F_r é a carga radial [kN];

- Y é fator axial do mancal [adm.];

- F_a é a força axial [kN].

3.4.1.6 Montagem e alojamento do mancal

A montagem de mancais em alojamentos requer ajuste com interferência forçada para que o rolamento opere corretamente. No caso de ajuste muito forçado os componentes internos do mancal podem atuar com interferência e isso pode contribuir para redução de sua vida útil. (JUVINALL; MARSHEK, 2008)

No caso de montagem de mancais robustos é necessário que haja o aquecimento desses componentes durante a etapa de montagem ao alojamento, pois a força de pressão aplicada unicamente pode ser insuficiente. A FIG. 3.27 mostra um arranjo típico de um alojamento de mancal.

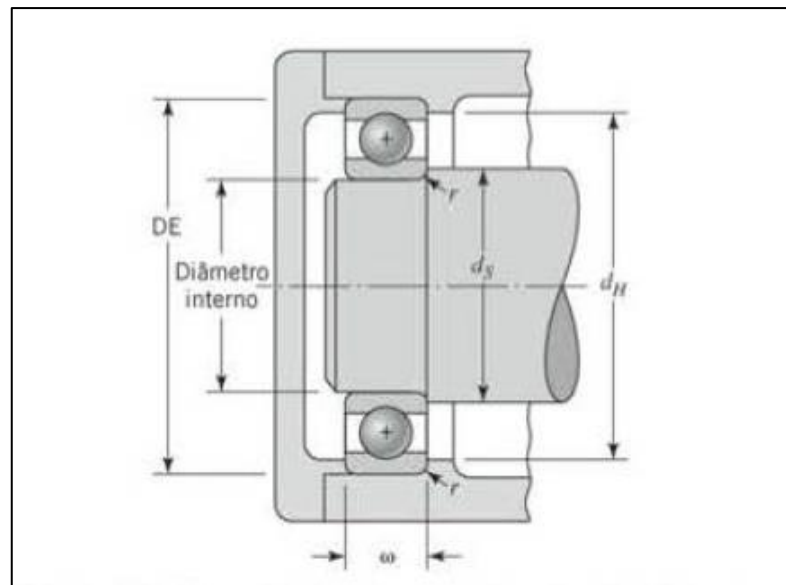


FIGURA 3.27 – Representação esquemática da montagem de um mancal em um alojamento
 FONTE: JUVINALL; MARSHEK, 2011, p. 327.

3.4.2 Eixos

Os eixos são elementos de máquinas amplamente utilizados em aplicações dinâmicas para transferência de potência e movimento entre partes rotativas de um conjunto de transmissão. Comumente, os eixos podem ser de seção maciça ou vazada, sendo que estes últimos oferecem maior relação rigidez/massa. Em geral, os eixos são usinados com ressaltos, rasgos ou furos para o alojamento de componentes mecânicos de projeto. A FIG. 3.28 mostra o perfil típico de um eixo rotativo.

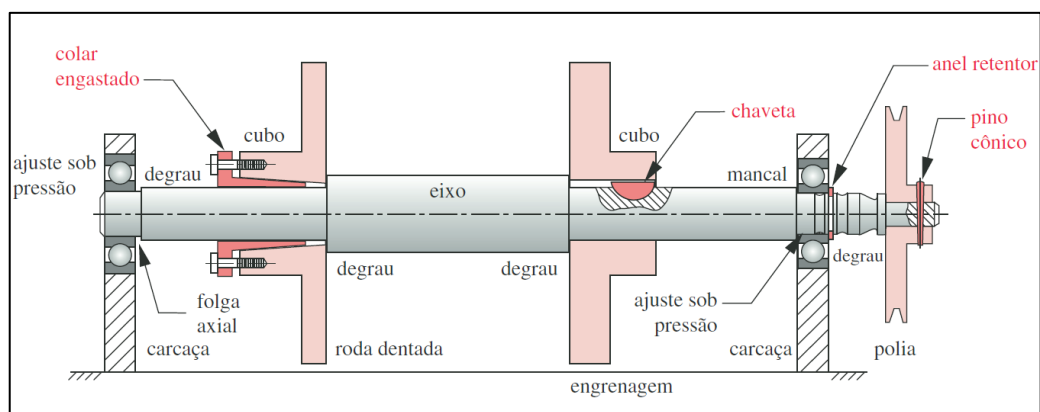


FIGURA 3.28 – Projeto básico de um eixo de transmissão

FONTE: NORTON, 2013, p. 658

Os materiais adotados para fabricação dos eixos são os aços de baixo e médio carbono, como os aços AISI 1020, 1040 e 1060 ou materiais de liga de alta resistência a base de Cr-Ni-Mo-V, como os aços o AISI 4130, 4140, 4320, 4340 e 8640.

A potência mecânica em Watts transmitida por eixos rotativos pode ser expressa com base na EQ. (3.12). Nessa equação, a potência transferida varia função do torque e rotação angular atuantes sobre o eixo, no entanto, considerando a potência como conservativa, o momento torçor e a velocidade angular são inversamente proporcionais.

$$P_w = M_t \omega \quad (3.12)$$

Onde: - P_w é a potência mecânica instantânea [W];

- M_t é o torque aplicado [Nm];

- ω é a velocidade de rotação angular [rad/s].

O cálculo do momento torçor em Nm ao qual os eixos são submetidos é fundamentado na EQ. (3.13). Nessa equação, o torque é em função da potência aplicada e do número de rotações.

$$M_t = \frac{60 \cdot P_w}{2\pi \cdot n} \quad (3.13)$$

Onde: - M_t é o torque aplicado [Nm];

- P_w é a potência mecânica instantânea [W];

- π é a constante matemática [adm.];

- n é a velocidade de rotação [rpm]

3.4.2.1 Esforços solicitantes em eixos

Devido a operação à qual são submetidos, as seções transversais dos eixos podem ser solicitadas por esforços individuais ou combinados de torção, flexão, tração, compressão ou força cortante. Todavia, os esforços atuantes em eixos são predominantemente combinados do tipo flexão e torção.

Como mostra a FIG. 3.29, a magnitude dos esforços flexo-torcionais pode ser variável com tempo. No caso mais simples, um eixo rotativo submetido à carga de flexão pura terá componentes alternadas de tensão por tração e compressão com amplitudes iguais. A intensidade do torque também varia com tempo e pode ser considerada como repetidas e pulsantes. (NORTON, 2013)

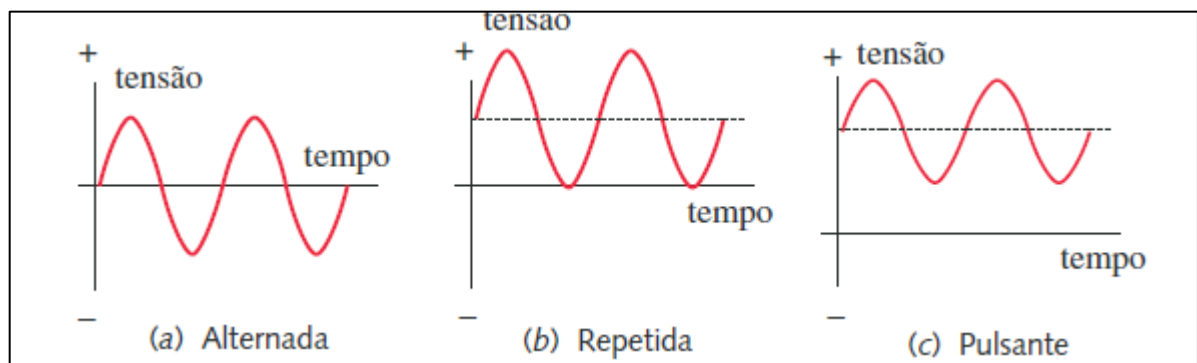


FIGURA 3.29 – Representações gráficas da variação da tensão com o tempo para os casos de: tensão alternada (a); tensão repetida (b); tensão pulsante (c).

FONTE: NORTON, 2013, p. 658

3.4.2.2 Tensões em eixos

No projeto de eixos, as tensões atuantes podem ser multiaxiais e complexas. Comumente, adota-se como regra simplificadora a determinação das magnitudes das tensões em locais críticos onde o momento de flexão e torção são elevados. Locais concentradores de tensão na superfície dos eixos, tais como, rasgos, furos ou mudanças bruscas de seção transversal também devem ser verificados quanto à presença de tensões.

Nas EQUAÇÕES (3.14), (3.15) e (3.16) citadas por Norton (2013), é mostrado que as tensões atuantes em eixos podem ser de flexão, torção ou tração/compressão, respectivamente. As componentes de tensão por flexão e torção podem ser transmitidas na forma alternada ou média. A tensão normal axial é tida como tensão média. Vale ressaltar que a aplicação dessas equações se restringe à eixos cuja seção transversal é maciça e circular.

$$\sigma_{a,m} = k_{f,fm} \frac{32M_{a,m}}{\pi d^3} \quad (3.14)$$

Onde: - $\sigma_{a,m}$ é a tensão de flexão alternante/média máxima [MPa];

- $k_{f,fm}$ é o fator de concentração de tensão flexional de fadiga alternante/médio [adm.];

- $M_{a,m}$ é o momento de flexão alternante/médio [Nm];

- d é o diâmetro da seção transversal do eixo [mm];

- π constante matemática [adm.].

$$\tau_{a,m} = k_{fs, fsm} \frac{16T_{a,m}}{\pi d^3} \quad (3.15)$$

Onde: - $\tau_{a,m}$ é a tensão de torção alternante/média máxima [MPa];

- $k_{fs, fsm}$ é o fator de concentração de tensão torcional de fadiga alternante/médio [MPa];

- $T_{a,m}$ é o Momento de torção alternante/médio [Nm];

- d é o diâmetro da seção transversal do eixo [mm].

$$\sigma_{am} = k_{fm} \frac{F}{A} \quad (3.16)$$

Onde: - σ_{am} tensão de flexão alternante/média máxima [MPa];

- k_{fm} é o fator de concentração de tensão flexional para fadiga alternante/médio [MPa];
- F é a força aplicada [N];
- A é a área [m²].

3.4.2.3 Dimensionamento de eixos

Basicamente, os eixos são dimensionados considerando critérios de resistência estáticos e dinâmicos. Uma análise quanto a possibilidade de deflexão ou flambagem também pode ser necessária.

3.4.2.4 Dimensionamento de eixos considerando critérios estáticos

O dimensionamento do diâmetro mínimo necessário para o projeto de eixos estáticos é realizado com base nas teorias das tensões equivalentes da Máxima Tensão de Cisalhamento (Tresca) e da Máxima Energia de Distorção (Von Mises). A metodologia de dimensionamento pela carga estática oferece uma abordagem prática e é caracterizada por não considerar os efeitos do mecanismo de fadiga dos materiais.

O dimensionamento de eixos baseado no Critério de Tresca é fundamentado na análise do Círculo de Mohr para o estado de tensões equivalentes, o qual pode ser observado pela FIG. 3.30.

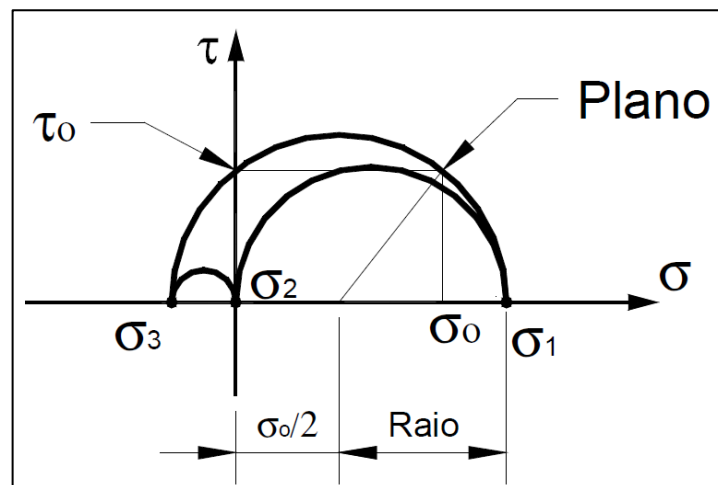


FIGURA 3.30 – Círculo de Mohr para o estado de tensões equivalentes

FONTE: MORILLA, s.d., p. 6.

Assim sendo, é possível obter a EQ. 3.17 à qual é uma representação das tensões de cisalhamento máxima nos dois círculos de Mohr.

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (3.17)$$

Onde: - σ_{eq} é a tensão equivalente [MPa];

- $\sigma_1 - \sigma_3$ são as tensões representadas pelo círculo de Mohr.

As relações intrínsecas entre o estado de tensões equivalente do Círculo de Mohr e os esforços de flexo-torção aplicados no eixo fornecem a EQ. (3.18) à qual é empregada para o dimensionamento estático de eixos segundo o Método de Tresca.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32FS}{\pi \sigma_{adm}} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}} \quad (3.18)$$

Onde: - d é o diâmetro do eixo [mm];

- FS é o fator de segurança [adm.];

- σ_{adm} é a tensão admissível de tração [MPa];

- M_f é o momento de flexão [Nm];

- M_t é o momento de torção [Nm].

O dimensionamento de eixos com base no Método de Von Mises segue os mesmos princípios considerados para o Círculo de Mohr, exceto pela componente da tensão equivalente, representada pela EQ. (3.19).

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}}{2} \quad (3.19)$$

Onde: - σ_{eq} é a tensão equivalente [MPa];

- σ_1, σ_2 e σ_3 são as tensões representadas pelo círculo de Mohr.

Assim sendo, o dimensionamento estático de eixos fundamentado no critério de Von Mises é representado pela EQ. (3.20).

$$d = \sqrt[3]{\frac{32FS}{\pi \sigma_{adm}} \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4} M_t^2}} \quad (3.20)$$

Onde: - d é o diâmetro do eixo [mm];

- FS é o fator de segurança [adm.];
- σ_{adm} é a tensão admissível de tração [MPa];
- M_f é o momento de flexão [Nm];
- M_t é o momento de torção [Nm].

3.4.2.5 Dimensionamento de eixos considerando critérios dinâmicos

O projeto de eixos considerando aplicações dinâmicas com base nos Métodos de DE-Goodman, DE-Sodeberg, DE-Gerber e ASME oferece uma abordagem mais completa no projeto de eixos submetidos a cargas de flexo-torção com componentes cíclicas variáveis ou constantes.

A Norma publicada da ASME B106-1M-1985 estabelece a EQ. (3.21) para o dimensionamento de eixos considerando flexão alternada e torção fixa. Esse método considera a componente de flexão alternada como nula e o torque aplicado como constante.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32N_f}{\pi} \sqrt{\left[\left(K_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{\sigma_y} \right)^2 \right]}} \quad (3.21)$$

Onde: - d é o diâmetro do eixo [mm];

- N_f é o fator de segurança a fadiga [adm.];
- k_f é o fator de concentração de tensão de fadiga [adm.];
- M_a é o momento de flexão alternante [Nm];
- S_e é o limite de resistência à fadiga não corrigido [MPa];
- k_{fsm} é o fator de concentração de tensão torcional de fadiga médio [MPa];
- T_m é o momento de torção médio [Nm];
- σ_y é o limite de resistência ao escoamento [MPa].

Para aplicações em que o torque e flexão são variáveis a Norma ASME recomendado o uso da EQ. (3.22). Esta equação oferece uma abordagem mais completa e ao mesmo tempo complexa, no entanto, aborda todas as situações de carga.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32N_f}{\pi} \sqrt{\frac{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}{S_e}} + \sqrt{\frac{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}{\sigma_u}}} \quad (3.22)$$

Onde: - d é o diâmetro do eixo [mm];

- N_f é o fator de segurança a fadiga [adm.];
- k_f é o fator de concentração de tensão de fadiga [adm.];
- $k_{f,fm}$ é o fator de concentração de tensão flexional de fadiga alternante/médio [adm.];
- $M_{a,m}$ é o momento de flexão alternante/médio [Nm];
- $k_{fs,fsm}$ é o fator de concentração de tensão torcional de fadiga alternante/médio [MPa];
- $T_{a,m}$ é o momento de torção alternante/médio [Nm];
- S_e é o limite de resistência à fadiga não corrigido [MPa];
- σ_u é a tensão limite de ruptura [MPa];
- σ_y é o limite de resistência ao escoamento [MPa].

O limite de resistência de fadiga corrigido (S_e) pode ser estimado com base no uso da EQ. (3.23) à qual é considerado a influência de fatores que diminuem a vida útil do material.

$$S_e = C_L C_S C_D C_R S_{be} \quad (3.23)$$

Onde: - S_e é o limite de resistência à fadiga não corrigido [MPa];

- C_L é o fator de carga [adm.];
- C_S é o fator de superfície [adm.];
- C_D é o fator de tamanho [adm.];
- C_R é o fator de confiabilidade [adm.];
- S_{be} é o limite de resistência à fadiga teórico [MPa].

O limite de fadiga teórico (S_{be}) pode ser calculado pela EQ. (3.24) cuja aplicação é válida para o uso de materiais como o aço com limite de resistência a tração inferior a 1400 Mpa.

$$S_{be} = 0,5\sigma_u \quad (3.24)$$

Onde: - S_{be} é o limite de resistência à fadiga teórico [MPa];

- σ_u é o tensão limite de ruptura [MPa];

A FIG. 3.31 mostra uma comparação dos efeitos dos fatores de correção de fadiga sobre o limite de resistência a fadiga do material. É possível observar que para uma amostra de material submetida de 10^3 a 10^6 ciclos no método σ -N o limite de resistência a fadiga teórico (S_{be}) é reduzido ao limite de fadiga corrigido (S_e) (LEE, YUNG-LI et al., 2005).

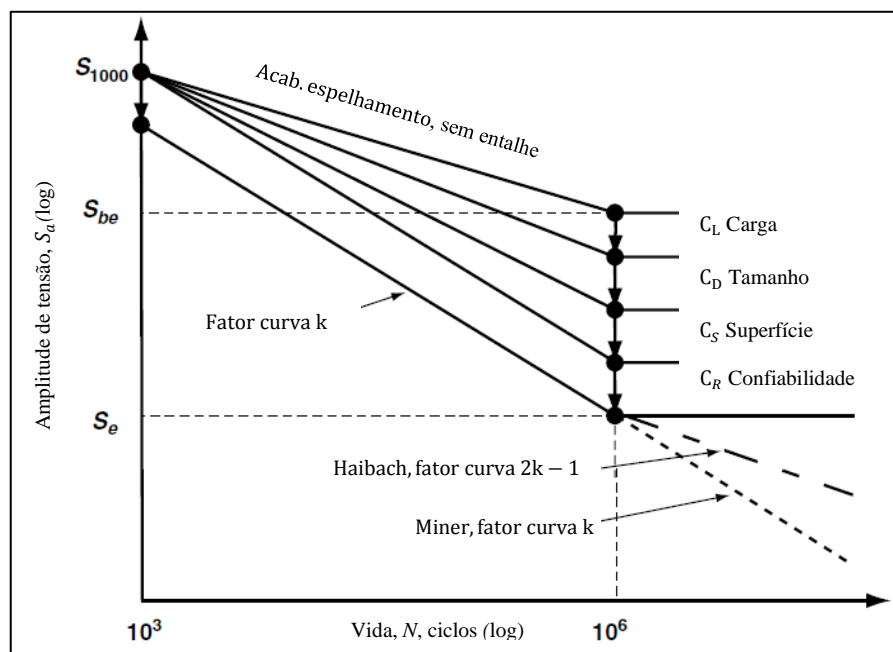


FIGURA 3.31 – Curva σ -N modificada com base nos efeitos de fatores de correção de fadiga

FONTE: Adaptado de LEE, YUNG-LI et. al.; 2005, p. 129

Como mostra a EQ. (3.25) para o projeto de eixos com descontinuidades geométricas pode ser necessário estimar os fatores de concentração de tensão para flexão (K_f) ou torção (K_{fs}).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.25)$$

Onde: - K_f é o fator de concentração de tensão flexional para fadiga alternante/médio [adm.];

- q é o fator de sensibilidade ao entalhe [adm.];
- K_t é o fator de concentração de tensão teórico [adm.].

Na FIG. 3.32 é mostrado os efeitos da influência do tamanho do raio do entalhe em relação ao parâmetro K_f . Analisando a figura pode-se observar que para raios menores tem-se uma curva K_f com maior inclinação (LEE, YUNG-LI et al., 2005).

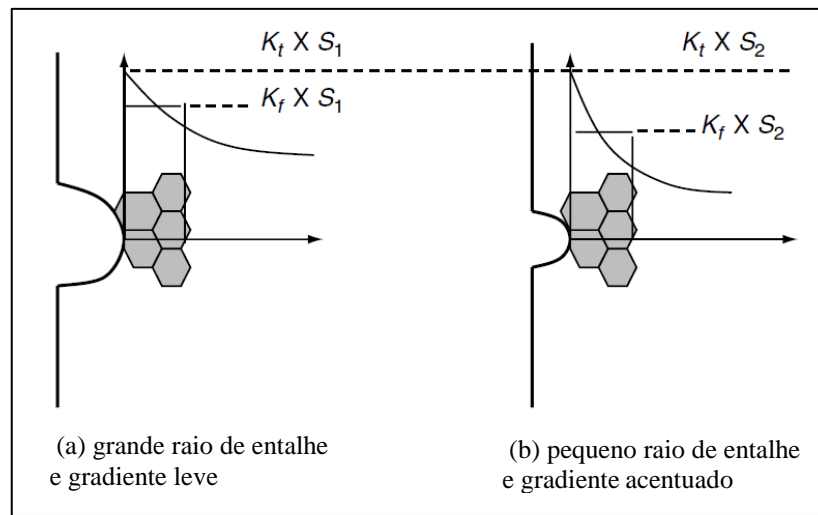


FIGURA 3.32 – Efeito do tamanho do entalhe e distribuição de tensão considerando k_f
 FONTE: Adaptado de LEE, YUNG-LI et al., 2005, p. 142.

3.4.2.6 Dimensionamento por deflexão

O dimensionamento de eixos baseado na deflexão requer o conhecimento dos valores da flecha máxima ($\delta_{\text{máx}}$). Nesse sentido, o ângulo θ representa a deflexão do eixo após o carregamento. Para compreender os conceitos de deflexão o eixo pode ser estabelecido como uma viga biapoiada conforme mostrado na FIG. 3.33.

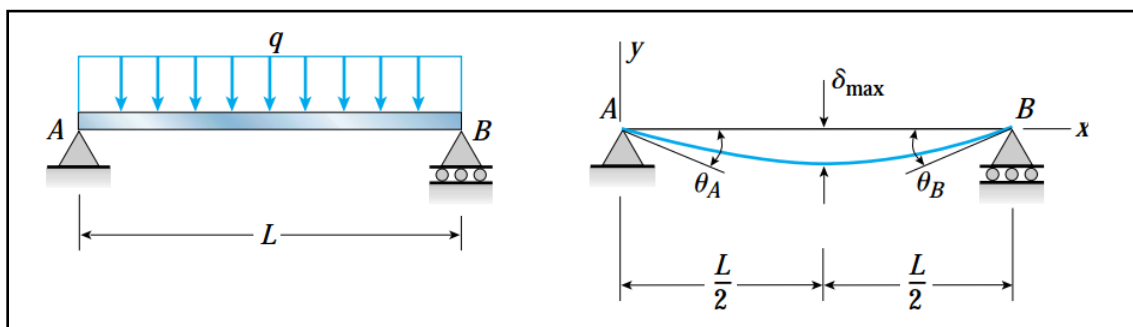


FIGURA 3.33 – Representação da deflexão de uma viga simples com carregamento distribuído
 FONTE: GERE, 2004, p. 602

Os valores da flecha máxima ($\delta_{\text{máx}}$) e do ângulo máximo de deflexão (θ) podem ser calculados com base em técnicas de integração mostradas pelas EQ. (3.26) e (3.27), respectivamente. Essas equações são válidas para aplicação de cargas na seção transversal de eixos.

$$\delta_{\text{máx}} = \iint \frac{M}{EI} dx + C1x + C2 \quad (3.26)$$

Onde: - $\delta_{\text{máx}}$ é a flecha máxima [°];
 - M é momento Fletor [Nm];
 - E é módulo de Elasticidade do Material [GPa];
 - I é o momento de inércia da seção transversal [mm⁴];
 - C1 constante 1.

$$\theta_{\text{máx}} = \int \frac{M}{EI} dx + C1 \quad (3.27)$$

Onde: - $\theta_{\text{máx}}$ é a deflexão angular transversal máxima [°];
 - M é momento Fletor [Nm];
 - E é módulo de Elasticidade do Material [GPa];
 - I é o momento de inércia da seção transversal [mm⁴];
 - C1 constante 1.

Eixos submetidos a momentos de torção podem ser induzidos ao efeito da deflexão angular (θ) mostrada pela EQ. (3.28).

$$\theta_a = \frac{M_t L}{JG} \quad (3.28)$$

Onde: - θ_a Deflexão angular torcional [°];
 - M_t é o momento de torção [Nm];
 - L é o comprimento [m];
 - J é o momento de inércia polar da seção transversal [mm⁴];
 - G é o módulo de elasticidade transversal [GPa].

3.4.3 Sistema de transmissão por engrenagens cilíndricas

Engrenagens são elementos de máquinas amplamente utilizados para a transferência de potência mecânica entre eixos. Como mostra a FIG. 3.34, as engrenagens são acopladas em pares onde tem-se uma engrenagem menor (pinhão) e outra (maior).

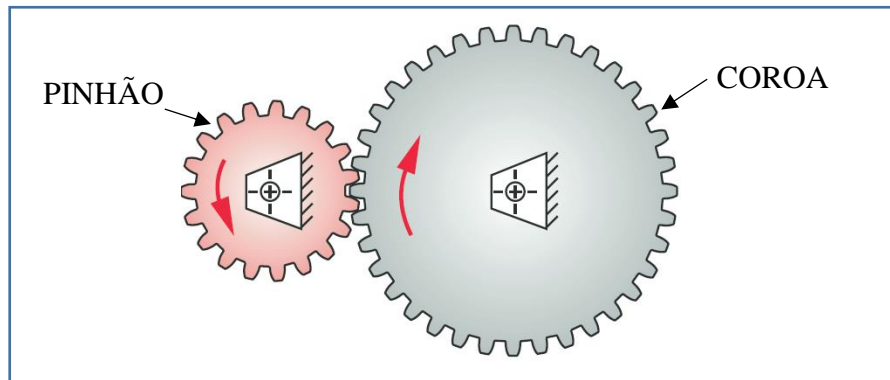


FIGURA 3.34 – Representação de sistema de engrenagens básico pinhão-coroa

FONTE: Adaptado de NORTON; 2013, p. 683

Considerando o acoplamento de um par pinhão-coroa é possível estabelecer uma relação de transmissão entre algumas grandezas desses componentes. Na EQUAÇÃO (3.29) é mostrado algumas razões que podem ser utilizadas para o conhecimento da razão de proporcionalidade do conjunto engrenado.

$$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.29)$$

Onde: - i é a relação de transmissão do engrenamento [adm.];

- d_{p2} é o diâmetro primitivo da coroa [mm];
- d_{p1} é o diâmetro primitivo do pinhão [mm];
- z_2 número de dentes da coroa [adm.];
- z_1 número de dentes do pinhão [adm.];
- N_2 número de dentes coroa [adm.];
- N_1 número de dentes do pinhão [adm.].

Em projetos mecânicos são vários os tipos de engrenagens, dentre os quais: cilíndricas de dentes retos, cilíndricas de dentes helicoidais, cônicas de dentes retos, cônicas de dentes helicoidais,

sem-fim coroa, hipóides e pinhão-cremalheira. Nesse sentido, as engrenagens do tipo cilíndricas de dentes retos são as mais empregadas devido ao baixo custo de fabricação e versatilidade em comparação aos outros tipos de engrenagens.

Geralmente, os materiais utilizados na fabricação de engrenagens são os aços de baixo e médio carbono, aços-liga de alta resistência a base de cromo ou ainda ferro fundido. Visando o aumento de resistência dos dentes das engrenagens pode ser usado tratamentos termoquímicos para aumento da dureza superficial.

3.4.3.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos

Duas engrenagens de dentes retos acopladas assumem uma razão de velocidade angular constante a qual é prescrita por Norton (2013) como Lei Fundamental do Engrenamento. O autor ainda cita engrenagens trabalham como elementos recíprocos na transferência de torque e velocidade rotacional. Em outras palavras, se não há perdas de potência durante a transmissão, o torque transmitido pelo pinhão será ampliado pela coroa e a velocidade angular reduzida.

A FIG. 3.35 mostra o perfil dos dentes e a terminologia básica de uma engrenagem de cilíndrica de dentes retos.

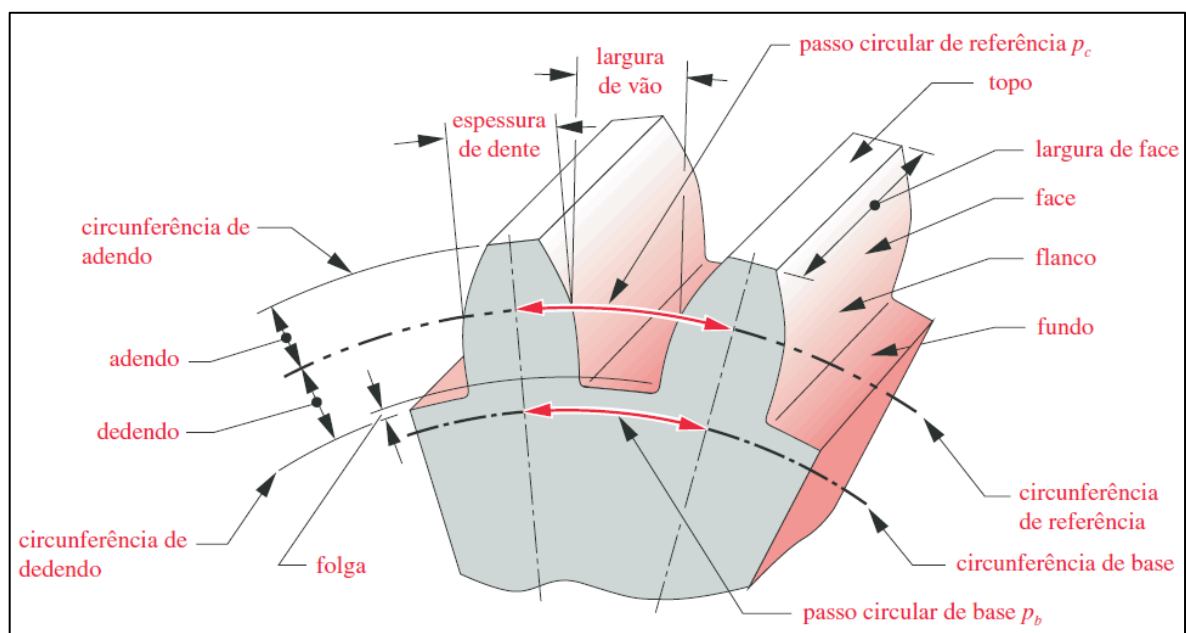


FIGURA 3.35 – Representação da nomenclatura do dente de uma engrenagem de dentes retos

FONTE: NORTON, 2013, p. 690

No projeto de engrenagens, as dimensões das grandezas que compõem a nomenclatura do perfil do dente são todas definidas em função da variável métrica denominada de módulo (m) mostrada na EQ. (3.30).

$$m = \frac{d_p}{z} \quad (3.30)$$

Onde: - m é o módulo da engrenagem [mm];

- d_p é o diâmetro primitivo [mm];

- z é o número de dentes [adm.].

Para um perfeito engrenamento durante a transmissão é requerido que o par de engrenagens seja projetado com o mesmo módulo. Entretanto, no caso de conjunto de transmissão por trem de engrenagens composto os pares de engrenagens podem ter módulos diferentes.

O QUADRO (3.3) apresenta as principais equações, das grandezas relacionadas ao módulo métrico de engrenagens.

QUADRO 3.3

Principais equações para cálculo das grandezas do perfil de engrenagens cilíndricas de dentes retos

GRANDEZA [mm]	EQUAÇÃO
Diâmetro primitivo	$d_p = m \cdot z$
Diâmetro externo	$d_e = d_p + (2 \cdot m)$
Diâmetro interno	$d_i = d_p - 2 \cdot (1,25) \cdot m$
Diâmetro de base	$d_b = d_p \cdot \cos \alpha$
Adendo	adendo = módulo
Dedendo	dedendo = $1,25 \cdot m$
Altura	$h = 2,25 \cdot m$
Espessura do dente	$s = p_c / 2$
Altura	$h = 2,25 \cdot m$
Passo circular	$p_c = m \cdot \pi$

FONTE: Adaptado de PROVENZA, 1990; BUDYNAS; NISBETT, 2011 e MELCONIAN, 2008.

O desenho do perfil do dente da engrenagem de dentes retos é delineado conforme projeção da curva involuta para o perfil evolvente. A FIG. 3.36 mostra a interceptação tangente das curvas do perfil evolventes e dos diâmetros primitivos de duas engrenagens acopladas.

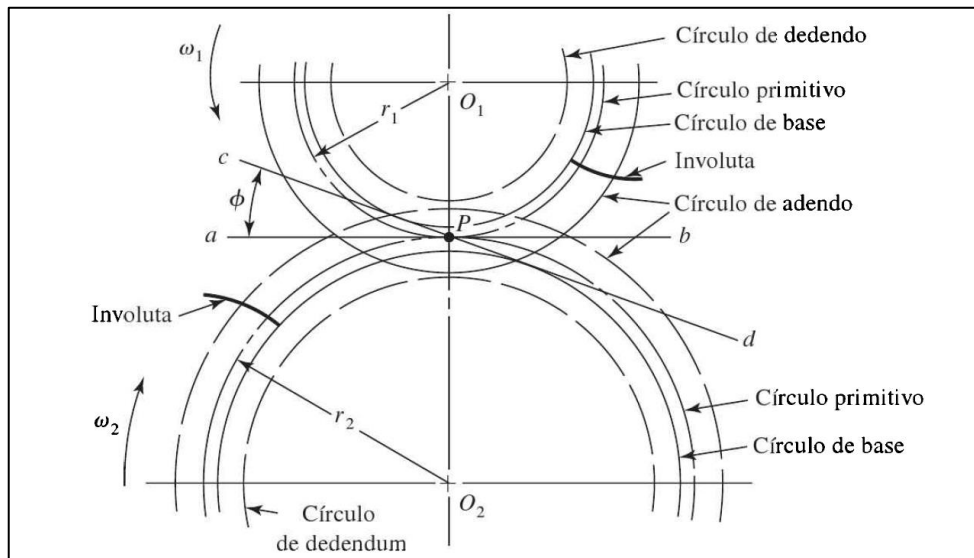


FIGURA 3.36 – Representação das principais relações de interceptação em um par de engrenagens de perfil evolvente

FONTE: BUDYNAS; NISBETT, 2011, p. 684.

Na figura 3.36 o ângulo de pressão ou linha de ação (Φ) de engrenagens de dentes reto pode ser compreendido como o ângulo formado entre a reta ortogonal (ab) e do segmento (cd) tangente dos diâmetros primitivos das duas engrenagens. Geralmente, o ângulo de pressão mais utilizado em projetos é de $\Phi=20^\circ$.

O número mínimo de dentes do pinhão pode ser calculado com base na EQ. (3.31) disponível em Budynas e Nisbett (2011). Assim, o pinhão deve possuir um número mínimo de dentes de modo que não haja interferência e adelgaçamento no engrenamento.

$$N_p = \frac{2k}{(1 + 2i)\text{sen}^2\phi_g} (i + \sqrt{i^2 + (1 + 2i)\text{sen}^2\phi_g}) \quad (3.31)$$

Onde: - N_p é o número mínimo de dentes do pinhão [adm.];

- k é constante igual a 1,0 para engrenagens normais [adm.];

- i é a relação de transmissão do engrenamento [adm.];

- $\text{sen } \phi$ é o seno do ângulo de pressão das engrenagens [$^\circ$].

A FIG. 3.37 mostra a esquematização da ocorrência do fenômeno de interferência e adelgaçamento.

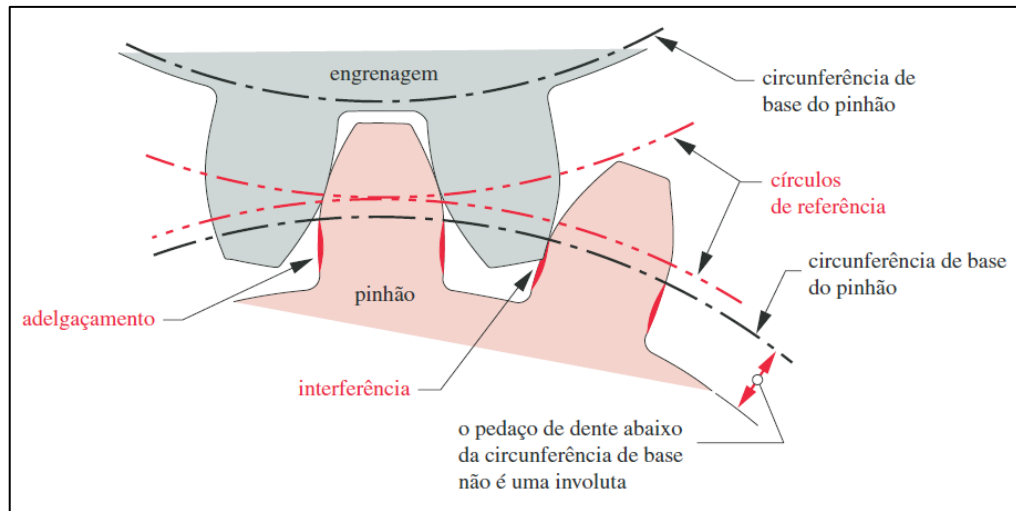


FIGURA 3.37 – Interferência e adelgaçamento em um par de engrenagens
 FONTE: NORTON, 2013, p. 693.

3.4.3.2 Dimensionamento de engrenagens de dentes retos

O dimensionamento de engrenagens de perfil de dentes retos é baseado na avaliação das tensões de flexão e de contato. A falha por flexão no pé do dente é caracterizada pela ruptura do dente da engrenagem e a falha por contato superficial é evidenciada pelo desgaste do flanco das engrenagens. A FIG 3.38 mostra a distribuição das tensões atuantes no dente de uma engrenagem.

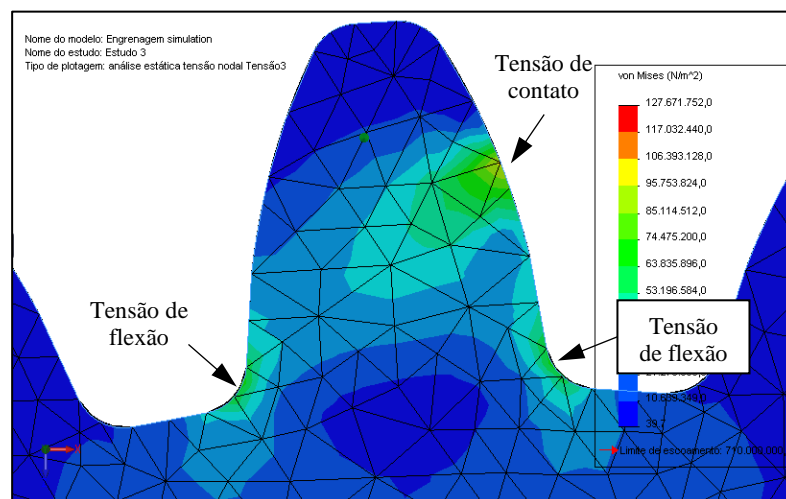


FIGURA 3.38 – Representação por MEF das tensões atuantes no dente da engrenagem
 FONTE: Acervo do autor

3.4.3.3 Dimensionamento pela tensão de flexão

A tensão de flexão é definida como a tensão atuante no pé do dente da engrenagem e é fundamentada na Equação modificada de Lewis para cálculo das tensões de flexão. A decomposição da tensão de flexão no plano resulta em componentes de esforço de tração e compressão.

Inicialmente é necessário calcular as forças que estarão atuando no dente das engrenagens. Como mostra a FIG. 3.39, a componente de força tangencial (W_t) responsável pela flexão na base do dente atua no sentido perpendicular ao eixo longitudinal da engrenagem.

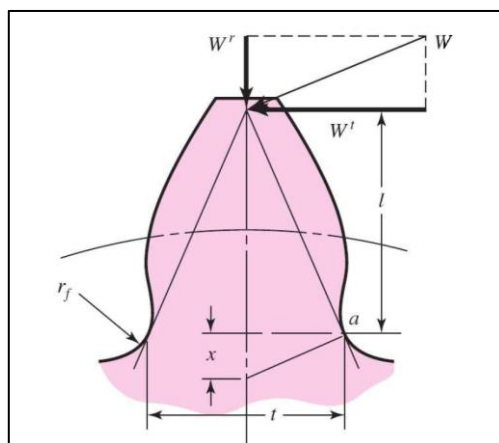


FIGURA 3.39 – Decomposição das forças atuantes no dente de uma engrenagem
 FONTE: BUDYNAS; NISBETT, 2011, p. 743.

O valor da intensidade de (W_t) pode ser obtido pela EQ. (3.32), onde.

$$W_t = \frac{M_t}{r_p} \quad (3.32)$$

Onde: - W_t é a força tangencial [kN];
 - M_t é o momento torçor [Nm];
 - r_p é o raio primitivo [mm].

A Metodologia AGMA 2001-D04 é estabelecida a EQ. (3.33) para o cálculo das tensões de flexão, válida para o cálculo de engrenagens no padrão métrico do Sistema Internacional.

$$\sigma_f = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m} \frac{K_H K_B}{Y_j} \quad (3.33)$$

Onde: - σ_f é a tensão de flexão [MPa];

- W_t é a força tangencial [kN];

- K_o é o fator de sobrecarga [adm.];

- K_v é o fator dinâmico [adm.];

- K_s é o fator de tamanho [adm.];

- b é a largura da engrenagem [mm];

- m é o módulo [mm];

- K_H é o fator de distribuição de carga [adm.];

- K_B é o fator de espessura de borda [adm.];

- Y_j é o fator geométrico para resistência flexional [adm.].

Melconian (2009) recomenda a EQ. (3.34) para o cálculo das tensões de flexão, no entanto, o método é menos conservativo pois não considera alguns fatores de correção adotados pela equação da AGMA.

$$\sigma_f = \frac{W_t q_f \varphi}{b m} \quad (3.34)$$

Onde: - σ_f é a tensão de flexão [MPa];

- W_t é a força tangencial [kN];

- b é a largura da engrenagem [mm];

- m é o módulo [mm];

- φ Fator de serviço AGMA [adm.];

- Fator de forma [adm.];

O o valor da tensão de flexão deve ser estabelecido em um limite inferior da magnitude de tensão admissível para o material ou $\sigma_f \leq \sigma_{adf}$. Desse modo, é assegurado que o dente da engrenagem estará mais seguro quanto a falhas.

Abordando o fenômeno de fadiga, a AGMA 2001-D04 recomendado utilização da EQ. (3.35) para verificação do fator de segurança para a flexão no pé do dente.

$$S_f = \frac{S_t}{\sigma_f} \quad (3.35)$$

Onde: - S_f é o fator de segurança da AGMA para flexão [adm.];
 - S_t é o limite de resistência a tensão de flexão corrigido [MPa];
 - σ_f é a tensão de flexão [MPa].

O membro S_t referente a tensão de resistência a flexão corrigida pode ser calculado pela EQ. (3.36).

$$S_t = \frac{S'_t Y_N}{K_T K_R} \quad (3.36)$$

Onde: - S_t é o limite de resistência a tensão de flexão corrigido [MPa];
 - S'_t é limite de resistência a flexão não corrigido [MPa];
 - Y_N é o fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão [adm.];
 - K_T é o fator de temperatura [adm.];
 - K_R é o fator de confiabilidade [adm.].

Na Norma AGMA 908-B89 se encontram disponíveis todas as informações sobre os fatores de correção adotados para o dimensionamento por flexão e tensão de contato no pé do dente.

3.4.3.3 Dimensionamento pela tensão de contato de superfície

A tensão de contato pode ser compreendida como a tensão Hertziana de contato atuante durante a interceptação de dois dentes de engrenagens. Uma tensão de contato muito elevada no engrenamento contribui para o surgimento do fenômeno de *Pitting* que é o fenômeno de lascamento de pequenos fragmentos de material da superfície do dente.

A Norma AGMA 2001-D04, estabelece ainda, a EQ. (3.37) usada para o cálculo das tensões de superfície de contato.

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_w b} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (3.37)$$

Onde: - σ_c é a tensão de contato [MPa];

- Z_E é o coeficiente elástico [adm.];

- W_t é a força tangencial [kN];

- K_o é o fator de sobrecarga [adm];

- K_v é o fator dinâmico [adm.];

- K_H é o fator de distribuição de carga [adm.];

- K_S é o fator de tamanho [adm.];

- d_w é o diâmetro de referência da menor das duas engrenagens [mm];

- b é a largura da engrenagem [mm];

- Z_R é fator de condição de superfície [adm.];

- Z_I Fator geométrico de resistência ao crateramento [adm.].

O fator de segurança considerando tensão de contato pode ser obtido pela EQ. (3.38).

$$S_h = \left(\frac{S_c}{\sigma_c} \right)^2 \quad (3.38)$$

Onde: - S_h é o fator de segurança da AGMA para tensão de contato [adm.];

- S_c é o limite de resistência a tensão de contato corrigido [MPa];

- σ_c é a tensão de contato [MPa].

O valor do membro S_c ou tensão de contato corrigida pode ser calculado pela EQ. (3.39).

$$S_c = \frac{S'_c Z_N Z_W}{K_T K_R} \quad (3.39)$$

Onde: - S_c é o limite de resistência a tensão de contato corrigido [MPa].

- S'_c é o limite de resistência a tensão de contato não corrigido [MPa].

- Z_N é o fator de ciclagem de tensão para tensões de contato [adm.];

- Z_W é o fator de razão de dureza [adm];

- K_T é o fator de temperatura [adm.];

- K_R é o fator de confiabilidade [adm.].

A EQUAÇÃO (3.40) é denominada como Critério de Desgaste e é citada por Melconian (2009) para o dimensionamento de engrenagens externas de dentes retos considerando tensões de contato de superfície.

$$b_1 d_1^2 = 5,72 \cdot 10^5 \frac{M_T}{P_{adm}^2} \frac{i + 1}{i + 0,14} \varphi \quad (3.40)$$

Onde: - b_1 é a largura do pinhão [mm];

- d_1 é o diâmetro primitivo coroa [mm];

- M_T é o momento torçor [Nm];

- P_{adm} é a pressão admissível [MPa];

- φ fator de serviço AGMA [adm.];

- i e a relação de transmissão [adm.].

3.4.3.4 Trens de engrenagens

Um conjunto de engrenagens composto basicamente por pinhão e coroa pode não ser suficiente para transmitir o torque e velocidade de rotação ideal para uma dada aplicação. Norton (2013) cita que para relações de transmissões superiores a 10:1 é necessário a utilização de um conjunto de transmissão denominado como trem de engrenagens. O trem de engrenagens pode ser do tipo simples ou composto. Geralmente, o trem de engrenagens composto é o mais utilizado e pode ser visualizado pela FIG. 3.40.

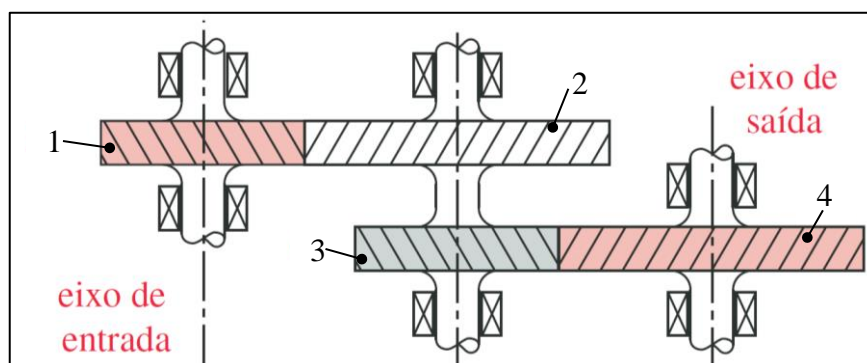


FIGURA 3.40 – Representação da configuração de um trem de engrenagens composto

FONTE: Adaptado de NORTON, 2013, p. 690

O cálculo da relação de transmissão para um trem de engrenagens composto - considerando dois pares de engrenagens - pode ser obtido através da aplicação da EQ. (3.41).

$$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} \cdot \frac{d_{p4}}{d_{p3}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{M_{t1}}{M_{t2}} \cdot \frac{M_{t3}}{M_{t4}} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} \quad (3.41)$$

Onde: - i é a relação de transmissão [adm.];

- d_{p2} , d_{p4} são os diâmetros primitivos das coroas 2 e 4 [mm];
- d_{p1} , d_{p3} são os diâmetros primitivos dos pinhões 1 e 3 [mm];
- z_2 , z_4 são o número de dentes das coroas 2 e 4 [adm.];
- z_1 , z_3 são o número de dentes dos pinhões 1 e 3 [adm.];
- ω_1 , ω_3 são as velocidades angular dos pinhões 1 e 3 [rad/s];
- ω_2 , ω_4 são as velocidades angular das coroas 2 e 4 [rad/s];
- M_{t1} , M_{t3} são os momentos torçores dos pinhões 1 e 3 [Nm];
- M_{t2} , M_{t4} são os momentos torçores dos pinhões 2 e 4 [Nm].

3.4.4 Chavetas

Chavetas são elementos mecânicos utilizados para a transferência de torque e arraste entre um eixo e componentes acoplados a este, tais como, engrenagens, polias, acoplamentos, etc. No conjunto mecânico as chavetas são montadas por assentamento entre os rasgos dos elementos a serem unidos e os tipos de perfis mais comuns são as Paralelas e Woodruff.

O uso de chavetas é requerido no caso de proteção contra falhas de componentes mais caros. Nesse caso, as chavetas devem ser projetadas de modo que falhem caso o torque exceda um limite superior ao estabelecido no projeto. Para uma montagem e desmontagem facilitada dos componentes acoplantes as chavetas devem ser fabricadas com ajuste deslizante (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

As chavetas paralelas são padronizadas pelas dimensões de sua largura (b) e altura (h) às quais variam de acordo com as dimensões do eixo. O comprimento (L) é atribuído de acordo com a resistência oferecida pela chaveta. A FIG. 3.41 mostra uma representação das dimensões de uma chaveta de perfil paralelo.

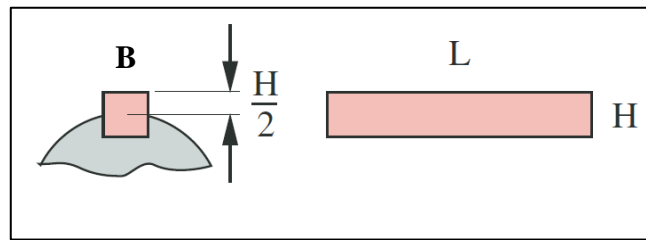


FIGURA 3.41 – Representação das dimensões de uma chaveta de perfil paralelo

FONTE: NORTON; 2013, p. 571.

Os materiais utilizados para fabricação das chavetas são os aços de baixo e médio carbono, tais como, o AISI 1020, 1050 e 1060 no estado de fabricação laminado a frio ou a quente. A força tangencial atuante nesse componente pode ser obtida de acordo com a EQ. 3.42 (CARVALHO; MORAIS, 1978).

$$F_t = \frac{2M_t}{D} \quad (3.42)$$

Onde: - F_t é a força tangencial transmitida [N];

- M_t é o momento torçor [Nm];

- D é o diâmetro do eixo [mm].

O princípio básico da equação (3.42) é fundamentado na FIG. 3.42.

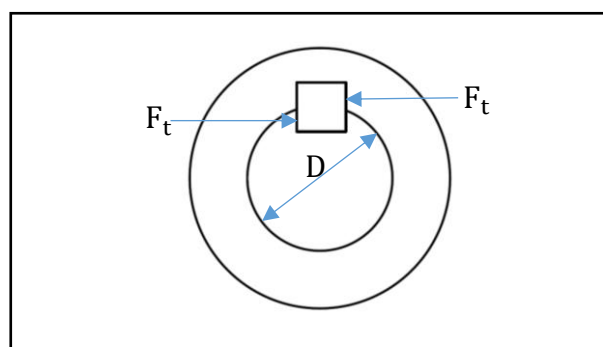


FIGURA 3.42 – Força tangencial atuante numa chaveta paralela

FONTE: Acervo do autor

A componente de força tangencial aplicada em uma chaveta induz na seção desse componente esforços de cisalhamento. Logo, o esforço de cisalhamento máximo atuante sobre a chaveta pode ser obtido através da EQ. (3.43)

$$\tau = \frac{F_t}{bl} \quad (3.43)$$

Onde: - τ é a tensão de cisalhamento [MPa];

- F_t é a força tangencial transmitida [N];

- b é a largura [mm];

- L é o comprimento [mm].

Como mostra a FIG. 3.43, a distribuição do cisalhamento ocorre na superfície bxL da chaveta. A sequência de cálculo das equações a seguir foi obtida de Melconian (2009).

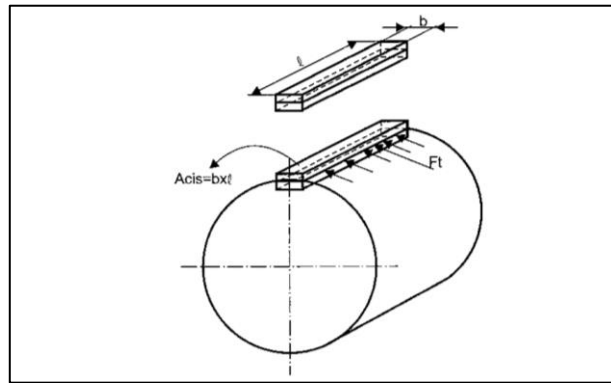


FIGURA 3.43 – Representação da carga tangencial atuante sobre a área bxL

FONTE: MELCONIAN, 2009, p. 316.

O momento torçor máximo suportado pela chaveta é determinado por meio da aplicação da EQ. (3.44).

$$M_t = \tau bLr \quad (3.44)$$

Onde: - M_t é o momento torçor [Nm];

- τ é a tensão de cisalhamento [MPa];

- b é a largura [mm];

- L é o comprimento [mm];

- r é o raio [mm].

Além do esforço de cisalhamento, o esforço presente na área de contato entre a chaveta e o elemento acoplado ao eixo provoca nesta uma tensão de esmagamento que pode ser calculada através da EQ. (3.45).

$$\sigma_{\text{esm}} = \frac{F_t}{L(h - t_1)} \quad (3.45)$$

Onde: - σ_{esm} é a tensão de esmagamento [MPa];

- F_t é a força tangencial transmitida [N];

- L é o comprimento [mm];

- h é a altura [mm];

- t_1 é a altura de contato do cubo com a chaveta [mm].

Para o projeto de chavetas, Melconian (2009) recomenda uma tensão admissível de cisalhamento de 60Mpa e uma tensão de contato de 100Mpa.

A TAB. 3.1 mostra as dimensões padronizadas de chavetas segundo a Norma DIN 6885/1 para uma faixa de $50 \leq d \leq 170$ mm. Como complemento, na FIG. 3.44 é apresentado a esquematização das dimensões das chavetas de perfil paralelo como.

TABELA 3.1
Dimensões padronizadas de chavetas para diâmetros $50 \leq d \leq 170$ mm

<i>Eixo</i>	<i>Chaveta</i>		<i>Rasgo</i>		
<i>d</i>	<i>B</i>	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>t</i>	<i>t₁</i>
50 – 58	16,0	10,0	16,0	6,0	4,3
58 – 65	18,0	11,0	18,0	7,0	4,4
65 – 75	20,0	12,0	20,0	7,5	4,9
75 – 85	22,0	14,0	22,0	9,0	5,4
85 – 95	25,0	14,0	25,0	9,0	5,4
95 – 110	28,0	16,0	28,0	10,0	6,4
110 - 130	32,0	18,0	32,0	11,0	7,4
130 – 150	36,0	20,0	36,0	12,0	8,4
150 – 170	40,0	22,0	40,0	13,0	9,4

FONTE: Adaptado de LABPROJMEC, 2017

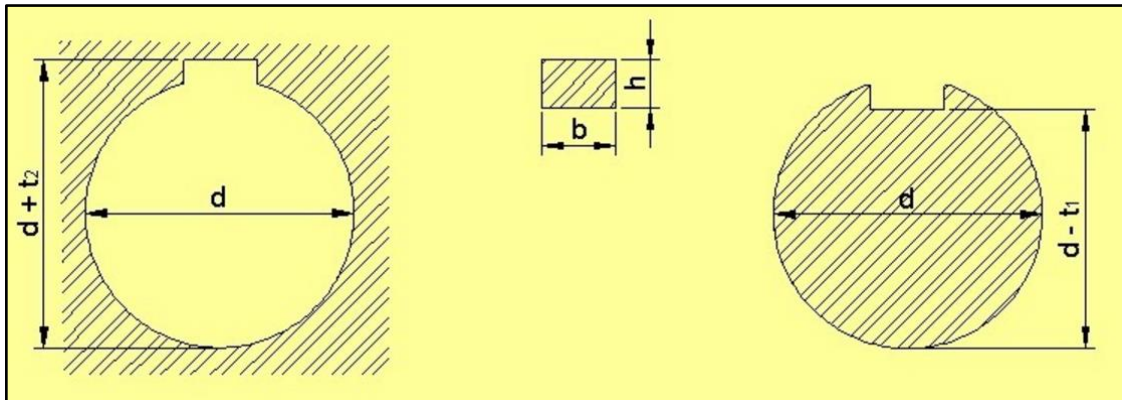


FIGURA 3.44 – Desenho esquemáticos das dimensões de chavetas de perfil paralelo

FONTE: Adaptado de LABPROJMEC , 2017

3.4.5 Motoredutores

Motoredutores são elementos mecânicos cujo princípio fundamental é o de reduzir a rotação do motor elétrico e aumentar o torque na saída de um conjunto de transmissão. Geralmente, os motores podem ser associados com a interface de controle e automação, como inversores de frequência, os quais habilitam o ajuste da potência aplicada de acordo com a necessidade.

Os motoredutores possibilitam a obtenção de elevadas relações de transmissão de engrenamento podendo ainda ser fabricados em vários estágios. Os tipos mais comuns são:

- Motoredutores de engrenagens de eixos paralelos;
- Motoredutores de engrenagens helicoidais
- Motoredutores de engrenagens cônicas;
- Motoredutores de eixo sem fim;
- Motoredutores planetários.

Os fabricantes de motoredutores oferecem ainda várias opções de configurações de modo a facilitar montagem como montagem com flange, fixação por pés, eixo ocado ou estriado. A FIG. 3.45 mostra uma ilustração de um motoredutor de engrenagens de eixos e eixo ocado com flange B5.

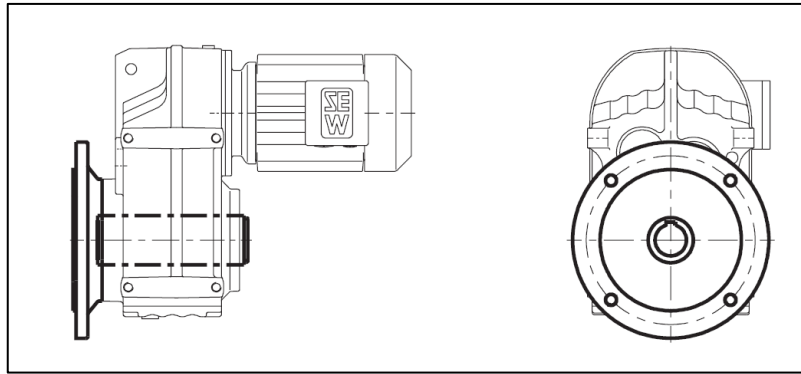


FIGURA 3.45 – Representação de um motoredutor de eixos paralelos de eixo ocado
 FONTE: CATÁLOGO SEW EURODRIVE®, 2007, p. 10.

3.4.6 Reações em mancais e eixos

Sabe-se que as forças estáticas e dinâmicas que atuam no regime de trabalho de componentes como Engrenagens, polias e volantes podem induzir reações nos mancais e eixos aos quais estão alojados esses componentes. Por conseguinte, para o dimensionamento de eixos e mancais torna-se necessário o conhecimento da intensidade das cargas que atuam nesses componentes.

Como mostra a FIG. 3.46, as cargas atuantes na seção transversal de eixos e mancais são decompostas em três componentes: axial, radial e tangencial. No caso das engrenagens cilíndricas de dentes retos a força axial F_a é tida como nula.

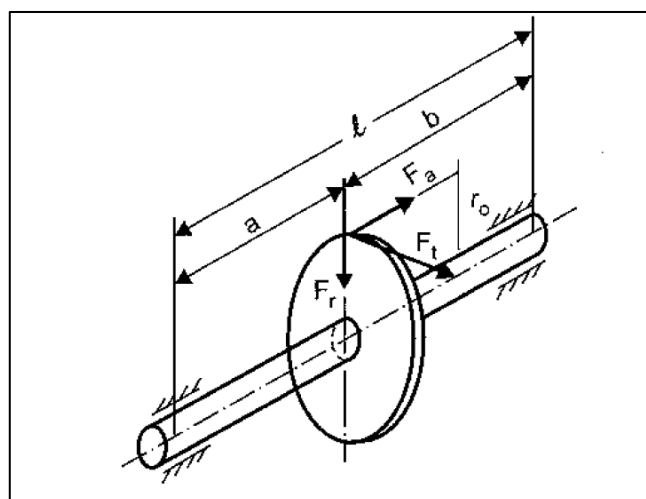


FIGURA 3.46 – Representação da decomposição de forças aplicadas em um eixo
 FONTE: MELCONIAM, 2009, p. 247.

No plano transversal à força aplicada a carga de reação resultante pode ser descrita como na EQ. (3.46).

$$F_n = \sqrt{F_R + F_T} \quad (3.46)$$

Onde: - F_n é a força resultante [kN];

- F_R é a força radial [kN];

- F_T é a força tangencial [kN].

O membro F_T da equação (3.45) pode ser obtido pela aplicação (3.41) apresentada na seção de Chavetas. A componente de força radial pode ser obtida pela EQ (3.47).

$$F_R = F_T \operatorname{tg} \alpha \quad (3.47)$$

Onde: - F_R é a força radial [kN];

- F_T é a força tangencial [kN];

- $\operatorname{tg} \alpha$ é a tangente do ângulo [°].

Uma vez calculada as grandezas de reação nos mancais e eixos torna-se necessário conhecer os valores dos momentos de flexão nos planos vertical e horizontal os quais constituem as componentes de esforços radiais e tangencias, respectivamente. Assim sendo, o momento fletor resultante pode ser obtido pela EQ. (3.48).

$$M_R = \sqrt{M_{Hmáx}^2 + M_{Vmáx}^2} \quad (3.48)$$

Onde: - M_R é o momento de flexão resultante [Nm];

- $M_{Hmáx}$ é o momento de flexão horizontal máximo [Nm];

- $M_{Vmáx}$ momento de flexão vertical máximo [Nm].

4 METODOLOGIA

4.1 Considerações Iniciais

Na presente pesquisa foi desenvolvido um projeto virtual de um equipamento HPT adaptado a uma máquina de ensaio de compressão com capacidade de 200T. A FIG. 4.1 apresenta a máquina de ensaios de compressão real (máquina e unidade de controle), a vista em perspectiva isométrica e as principais vistas ortogonais em 2D no 1° diedro da máquina de compressão.

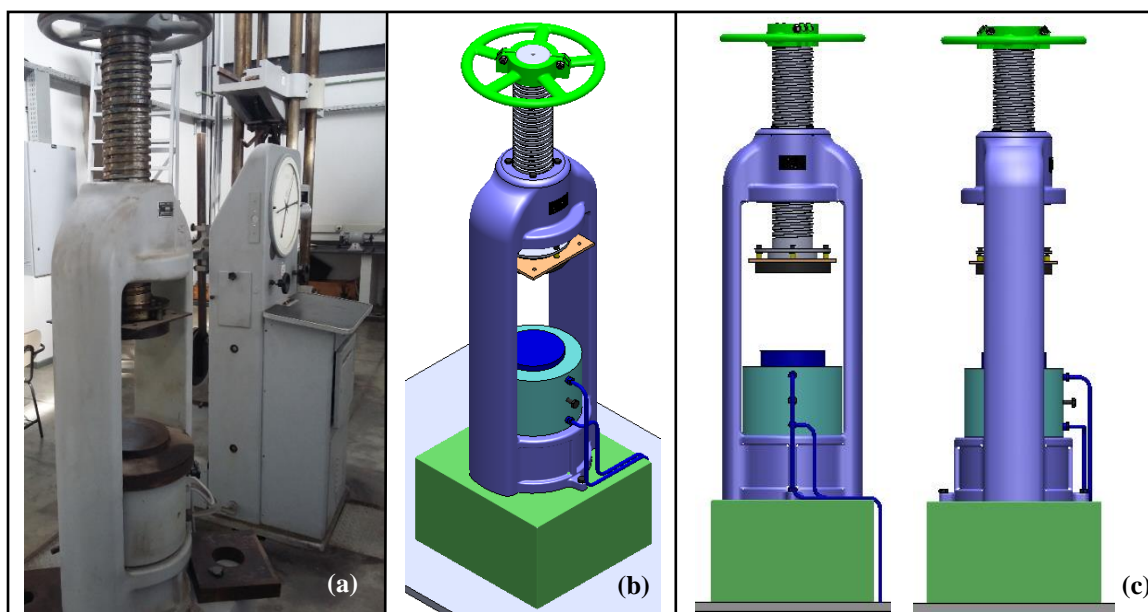


FIGURA 4.1 – Representação do equipamento de ensaios de compressão de 200T: (a) equipamento real; (b) protótipo virtual 3D (perspectiva isométrica); (c) protótipo virtual 3D (vistas frontal e lateral esq. no 1° diedro).

FONTE: Acervo do autor.

A máquina de ensaios de ensaios de compressão é, em essência, uma prensa hidráulica de grande capacidade cuja fabricante é empresa suíça *Alfred J. Amsler® & Co.* Em geral, os ensaios de compressão realizados pela máquina são de materiais para o uso na área de construção civil. A FIG. 4.2 mostra os principais componentes que integram a máquina de compressão e ainda, as principais dimensões apresentadas da pela máquina.

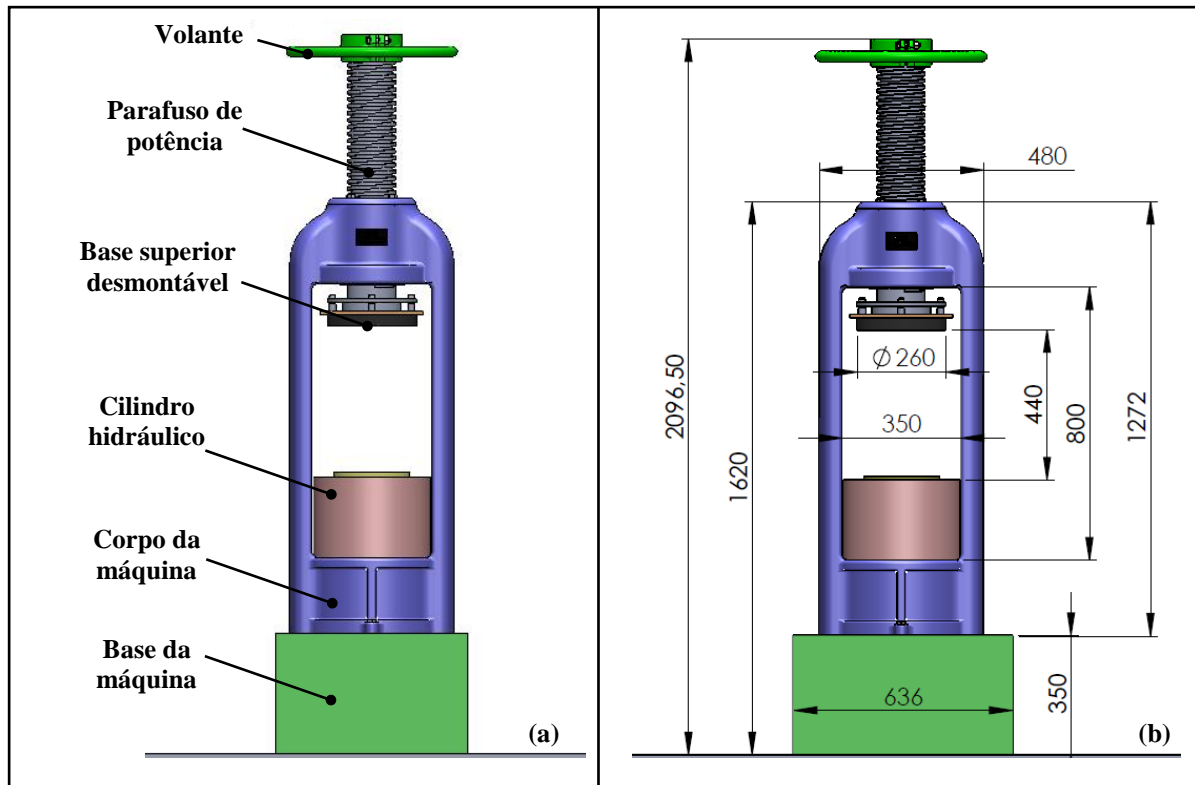


FIGURA 4.2 – Principais componentes da máquina de compressão (a); principais dimensões em milímetros da máquina compressão (b).

FONTE: Acervo do Autor

Basicamente, a máquina de compressão é composta por: cilindro hidráulico - com capacidade de força igual a 2000kN - parafuso de potência, volante, base superior e corpo da máquina. A altura máxima entre a extremidade êmbolo do cilindro hidráulico (posição de recuo) e a extremidade da base superior (posição máxima) é de 440mm. A dimensão da largura da parte interna da máquina é de 350mm. Essas duas dimensões são consideradas

Considerando a instalação física da máquina de ensaios de compressão foi proposto o desenvolvimento de um novo sistema mecânico - com capacidade de movimentação - adaptado à máquina de compressão de modo a habilitar a realização de dois tipos distintos de ensaios de materiais. Em outras palavras, é idealizado a utilização de um único equipamento modificado para a realização dos ensaios de compressão, propriamente ditos, e os ensaios HPT.

A opção por um projeto de um equipamento HPT utilizando uma unidade hidráulica de grande capacidade (200T.) é justificada por ser uma excelente alternativa para o processamento de materiais com dimensões maiores.

4.2 Definição de parâmetros de entrada HPT

Diante da abordagem tratada nessa seção e ainda, baseando-se nos conceitos sobre a técnica HPT apresentados no capítulo Revisão Bibliográfica, definiu-se os materiais e principais parâmetros de processamento para uma amostra HPT aos quais o equipamento proposto estará habilitado ao processamento.

Sabe-se que, o diâmetro máximo da amostra HPT a ser processada é limitado pela intensidade da força de compressão imprimida pelo equipamento. Diante disso, é apresentado a EQ. (4.1) à qual foi utilizada para definição do diâmetro máximo para uma amostra do equipamento HPT proposto.

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \quad (4.1)$$

Onde: - d é o diâmetro da amostra [mm];

- F é a intensidade da força aplicada [kN];

- P é a pressão aplicada [GPa].

A metodologia utilizada para determinação da intensidade do torque requerido à deformação plástica da amostra HPT foi baseada na equação (3.3) à qual foi adotada nos trabalhos de Margiela e Neyt (2013). Nessa equação, foi considerado que o limite de ruptura por tensão de cisalhamento do material da amostra é equivalente ao limite de tensão de ruptura à tração do material ($\tau_u = \sigma_u$).

A equação (3.3) é baseada nos conceitos de Torção Inelástica de materiais citados por Hibbeler (2010) e Garcia, Spim e Santos (2015). Considerando a área de um anel de espessura infinitesimal (dA), como mostrado na FIG. 4.3, o valor do torque aplicado em um corpo sólido de estrutura de seção transversal circular pode ser definido pela EQ. (4.2).

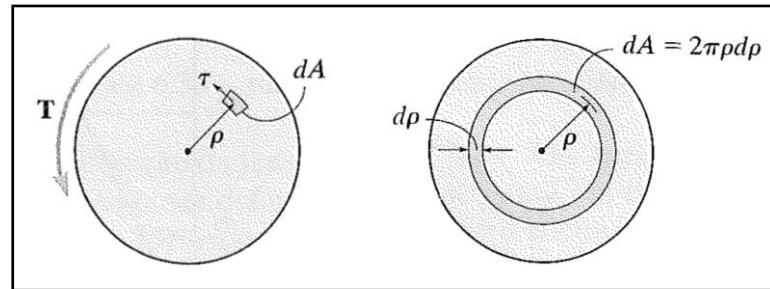


FIGURA 4.3 – Ilustração esquemática do conceito de torção Inelástica

FONTE: Adaptado de HIBBELER, 2010, p 167.

$$M_t = 2\pi\tau_u \int_0^{D/2} \rho^2 d\rho \quad (4.2)$$

Onde: - M_t é o torque requerido [Nm];

- π é a constante matemática [adm.];

- τ_u é a tensão limite de cisalhamento [MPa];

- A é a área [$u.a^2$];

- ρ é o raio [u.m];

- D é o diâmetro [u.m.];

Devido a limitação da largura interna da máquina de compressão (350mm) ficou estabelecido que o torque máximo para o processamento das amostras seria limitado a 3600Nm. Este valor foi fixado após a realização de alguns dimensionamentos prévios da engrenagem de saída do equipamento HPT onde foram atribuídos valores aleatórios para o torque de saída HPT.

Ao aplicar a equação (3.3) foi possível estabelecer a faixa operacional do ensaio HPT, em termos de tipos de materiais e dimensões de amostra, habilitada ao processamento pelo equipamento proposto. Nesse caso, foi considerando ainda que o limite máximo de diâmetro da amostra HPT deveria ser de 50mm.

Na TABELA 4.1 é apresentado alguns dos materiais e seus respectivos parâmetros aos quais são habilitados ao processamento HPT considerando a aplicação de uma força máxima de 2000kN.

TABELA 4.1

Tipos de amostras e seus respectivos parâmetros de processamento para o ensaio no equipamento HPT

Material	d_{máx} (mm)	M_{T máx} (Nm)	P_{mín} (Gpa)	σ_u (Mpa)
Fe (99,9%)	25,0	2209	4,0	540
Al (99,9%)	40,0	1893	1,5	113
Cu (99,9%)	30,0	2757	3,0	390
Ni (99,99%)	50,0	1473	1,0	45
Ti (99,40%)	30,0	2813	3,0	398
AISI 1020	30,0	3315	3,0	469
F 53	25,0	3109	4,0	760
ZK 60A	30,0	2389	3,0	338
Al 7075	35,0	2559	2,0	228
Cu 151	35,0	3311	2,0	295

FONTE: Acervo do autor

Sabendo que a unidade de compressão do equipamento HPT possui capacidade de 2000kN, ao se aplicar a equação (4.1) é possível realizar o processamento de amostras na faixa de 25,0 a 50mm de diâmetro a uma faixa de pressão hidrostática de 1,0GPa a 4,0GPa. Como na literatura a maioria dos ensaios são processados numa faixa de pressão de 4,0 a 8,0Gpa torna-se necessário o ajuste da força hidráulica do equipamento HPT proposto para intensidades menores. Como exemplo, o ensaio de uma amostra com diâmetro d=8,0mm requer o ajuste da capacidade da força hidráulica para 400kN para obter uma pressão hidrostática de 8,0Gpa.

Em resumo, para o desenvolvimento do projeto do equipamento HPT foi considerado que as amostras processadas pelo ensaio deverão ser submetidas a uma faixa de pressão hidrostática cuja intensidade varie de 1,0 a 8,0 Gpa. O torque máximo requerido ao ensaio foi limitado a uma intensidade de 3600Nm. Adicionalmente, definiu-se que os ensaios serão conduzidos a uma velocidade de rotação de 1,0 rpm - com possibilidade de processamento a 1,5 rpm -, à temperatura ambiente.

Devido ao aumento de resistência mecânica causado pelo refinamento de grão pela técnica HPT o torque requerido para processamento da amostra pode superar o limite de 3600Nm. Assim,

para o processamento efetivo de algumas amostras torna-se necessário o estabelecimento de limites um pouco inferiores a 3600Nm.

No APENDICE 1 é mostrado uma planilha com todas as possibilidades de processamento tendo como referência o uso de materiais policristalinos e suas respectivas faixas operacionais (diâmetro da amostra, torque requerido, pressão hidrostática e força aplicada).

4.3 Escolha dos métodos de validação dos elementos de máquinas

O dimensionamento analítico de elementos de máquinas do equipamento HPT foi fundamentado nas obras clássicas de elementos de máquinas (NORTON, 2013; BUDYNAS, NISBETT, 2011; MELCONIAN, 2009; JUVINALL; MARSHEK, 2008 e PROVENZA, 1990). Normas da AGMA/ISO para dimensionamento de componentes como mancais e engrenagens também foram utilizados, além catálogos de fabricantes.

Foi desenvolvido um roteiro de métodos analíticos considerando os parâmetros de entrada do equipamento HPT como referência para projeto. Os espaços internos e periferia da máquina de ensaio de compressão também foram considerados.

Para o cálculo dos esforços atuantes em mancais e eixos utilizou-se o software para análise estrutural Ftool[®]. Esse software se apresenta como uma ferramenta muito útil para simplificação de cálculos de reações e plotagem de gráficos de momento torçor e força cortante eliminando-se assim a representação de extensos cálculos. O protótipo virtual do equipamento HPT foi desenvolvido em plataforma CAD/CAE através do uso do software de Solid Works[®] e o software Solid Works Simulation[®].

Neste trabalho não foram avaliados o dimensionamento da parte estrutural nem o dimensionamento das matrizes inferior e superior para ensaio da amostra de HPT. Assim, foram estabelecidas apenas as condições construtivas necessárias.

4.4 Dimensionamento de elementos mecânicos e dispositivos auxiliares

4.4.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos

Visando atender a proposta deste trabalho, desenvolveu-se um sistema de transmissão formado por dois pares de engrenagens cilíndricas de dentes retos de perfil evolvente e com ângulo de pressão de 20° montado como trem de engrenagens composto. O sistema de transmissão opera ao ambiente aberto e isso requer lubrificação com graxa nas engrenagens.

A opção pelas engrenagens cilíndricas de dentes retos foi devido à baixa rotação de saída do sistema (~ 1,5 rpm), a maior facilidade de fabricação em relação as engrenagens cilíndricas helicoidais e outros tipos de transmissão por engrenagem e a possibilidade de ter-se um valor inteiro da distância entre centros de eixos. Além disso, nas engrenagens cilíndricas retas as componentes devido as forças axiais de engrenamento são desprezíveis pois não geram reações nos mancais. O uso de sistemas de transmissão de corrente não foi considerado viável devido a magnitude dos esforços de transmissão exigidos devido a capacidade de ensaio do dispositivo.

A engrenagem cilíndrica de dentes retos de saída (4), como mostra a FIG. 4.4, foi o ponto de partida para dimensionamento do restante do conjunto de transmissão do equipamento HPT.

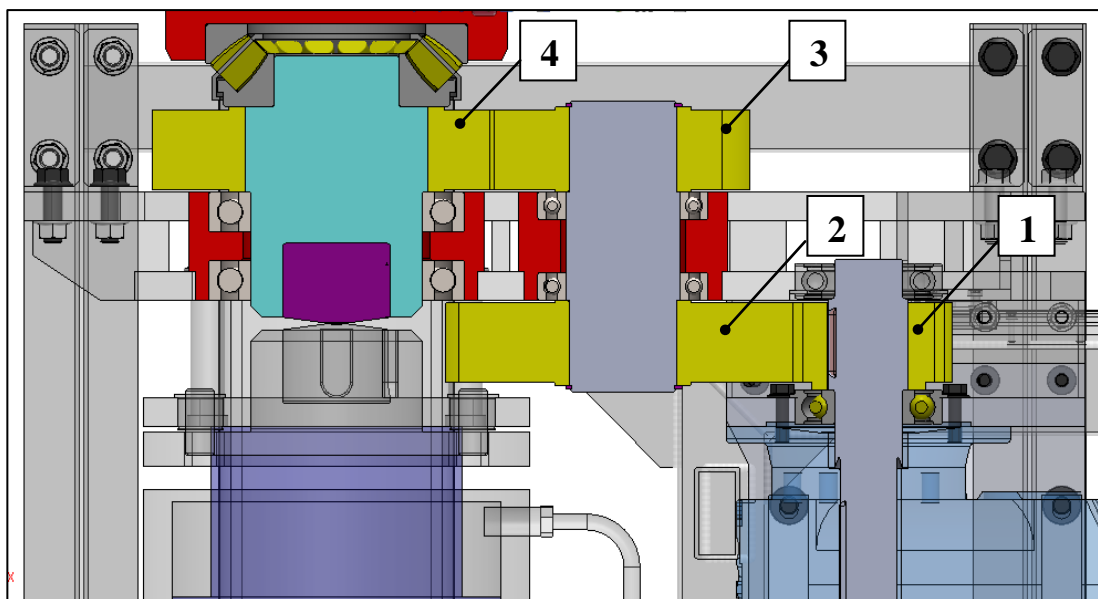


FIGURA 4.4 – Vista esquemática em corte de seção transversal do conjunto de transmissão por engrenagens

FONTE: Acervo do Autor

Devido às restrições de espaço interno da máquina de ensaio de compressão mostrados na figura 4.2 (b) foi atribuída à engrenagem de saída uma dimensão máxima para o diâmetro primitivo e largura da face em 300mm e de 70mm, respectivamente. Devido também as condições construtivas do equipamento foi definido que as engrenagens 2 e 3 mostradas na figura 4.4 fossem montadas em balanço no eixo em que são acopladas.

No sentido de poder utilizar um motoredutor com menor torque de saída possível, estabeleceu-se a maior relação de transmissão no conjunto pinhão-coroa de cada par de engrenagem. Assim, definiu-se pela equação (3.31) o número mínimo de dentes dos pinhões 1 e 3.

Por razões construtivas foram atribuídas as mesmas dimensões de largura (70mm) e os mesmos materiais para os dois pares pinhão-coroa. As características dimensionais do perfil do dente das engrenagens foram delineadas tendo-se como referência o quadro 3.3.

O dimensionamento do trem de engrenagens pinhão-coroa foi feito apenas para os pinhões. Melconian (2009) cita que no caso de conjunto pinhão-coroa fabricados com o mesmo material pode-se dimensionar somente o pinhão, pois os esforços de flexão no pé do dente da coroa são menores e a pressão contato entre as faces das engrenagens é a mesma. Em outras palavras, a vida útil do par pinhão-coroa deve ser definida pelo desgaste do pinhão, visto que, este componente, por ter de diâmetro menor, completará mais ciclos de rotação em relação à coroa.

O dimensionamento dos pinhões foi desenvolvido segundo a Metodologia AGMA 2001-D04. Foram verificados os modos de falha quanto à tensão por flexão no pé do dente e por fadiga de contato. Nesse caso utilizou-se as equações (3.33) e EQ (3.37). Para cálculo dos fatores de segurança, no caso da tensão de flexão no pé do dente e tensão por contato, foram utilizadas as equações (3.35) e (3.38), respectivamente.

4.4.2 Motoredutor

O cálculo da potência requerida foi apresentado na equação (3.12). O cálculo da potência equivalente para a especificação do motoredutor foi obtido pela EQ. (4.3).

$$P_e = P_w \cdot FS \quad (4.3)$$

- Onde: - P_e é a potência equivalente [W];
 - P_w é a potência requerida [W];
 - FS é o fator de serviço [adm.].

Com a necessidade de variação de velocidade de rotação na faixa de 0 a 1,5 rpm foi integrado ao motoredutor um dispositivo inversor de frequência para motor trifásico assíncrono de indução. Para fornecer ao inversor de frequência dados confiáveis de velocidade de rotação e posição foi integrado ao eixo do motor um dispositivo encoder.

4.4.3 Dimensionamento dos eixos

Os eixos de saída e intermediário do equipamento HPT foram dimensionados com base na Norma ASME B106-1M-1985 citada por Norton (2013), a qual define a equação (3.21). Nesse caso, foi considerado que os eixos estarão submetidos à esforços de flexão alternada nula e torque constante. A FIGURA 4.5 mostra a representação esquemática da disposição dos eixos que integram o equipamento HPT.

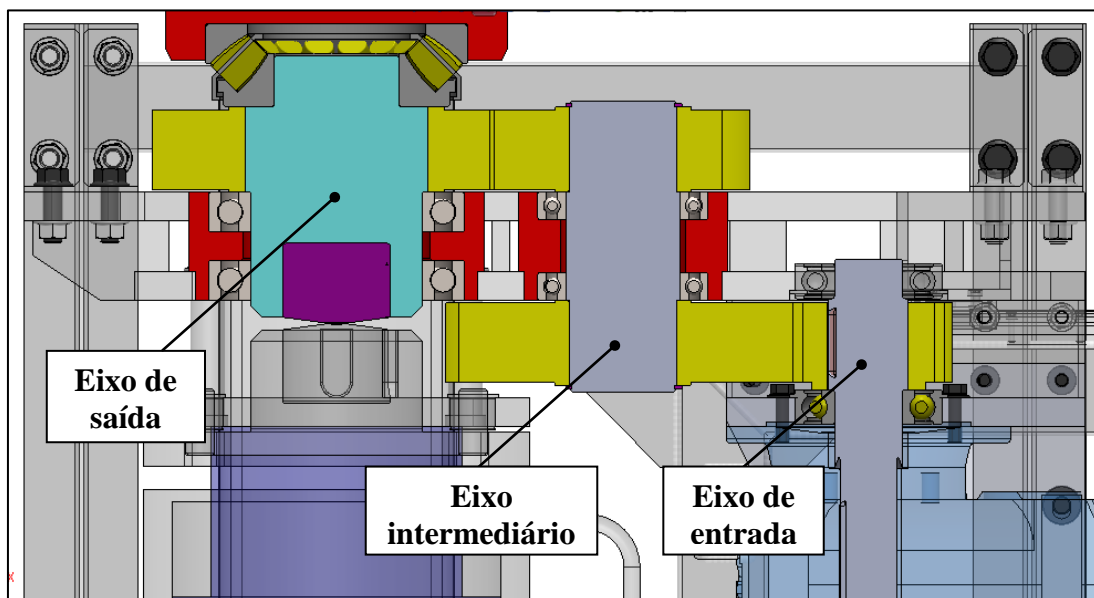


FIGURA 4.5 – Vista esquemática em corte de seção transversal do local de montagem dos eixos

FONTE: Acervo do Autor

O eixo de saída foi projetado de forma a permitir a acomodação da matriz superior em sua parte interna. Devido a essa característica construtiva esse eixo deve apresentar diâmetro externo

maior em relação aos outros eixos do projeto. Dessa forma, os eixos de saída e o intermediário devem ser dimensionados separadamente.

Caso o eixo de saída fosse projetado com a seção transversal inteiramente maciça a equação (3.41) poderia ser aplicada para o dimensionamento automático dos eixos de entrada e intermediário. Nesse caso, o dimensionamento automático pode ser feito somente para os eixos de entrada e intermediário.

Na aplicação da equação (3.21) o membro denominado como limite de resistência de fadiga corrigido (S_e) pode ser calculado de acordo com a equação (3.23). Assim, deve-se considerar a influência dos fatores de correção que diminuem a vida útil do material.

Os valores para o momento de flexão para o dimensionamento dos eixos de saída e intermediário foram obtidos por meio dos conceitos definidos pela equação (3.48). Nesse caso, foi utilizado o software Ftool[®] o qual possibilitou a obtenção das grandezas necessárias ao dimensionamento desses respectivos eixos. As plotagens dos gráficos de momento de flexão e das forças de reação nos eixos estão disponíveis no APENDICE 2.

O eixo intermediário foi verificado quanto ao grau de deflexão por estar montado na condição de eixo em balanço. Assim, foi adotado a simulação numérica por MEF utilizando o software Solid Works Simulation[®]. Nos outros eixos não foi necessária a verificação quanto a deflexão porque estes não apresentam vãos consideráveis entre os mancais.

4.4.4 Dimensionamento das chavetas

O travamento entre eixos e elementos que integram o sistema de transmissão do equipamento HPT foi realizado através do acoplamento de chavetas de perfil paralelo. Nesse caso, foi verificado a validação desses componentes quanto a resistência à tensão de cisalhamento e tensão de esmagamento, representados pelas equações (3.43) e (3.45), respectivamente. As características dimensionais de projeto das chavetas tiveram como referência a tabela (3.1).

4.4.5 Mancais de rolamento

Para suportar uma carga máxima axial de 2000kN durante o processo de compressão da amostra no equipamento HPT foi especificado um mancal de rolamento do tipo axial autocompensador de rolos esféricos. Um mancal de rolamento do tipo axial de rolos cilíndricos também poderia ser utilizado, no entanto, foi previsto a possibilidade de algum desalinhamento durante a aplicação do esforço de compressão.

Os mancais de rolamentos radiais rígidos de esferas foram considerados ideais pois atendem às características de projeto e apresentam baixo custo em relação a outros rolamentos. Os rolamentos radiais foram inseridos nos três eixos que integram o sistema de transmissão por trem de engrenagens composto, sendo: eixo de saída, eixo intermediário e eixo de entrada.

No caso dos eixos intermediário e de saída foi estabelecido a inserção de rolamentos do tipo rígido de uma carreira de esferas. Os rolamentos radiais do eixo de entrada do sistema de transmissão foram especificados na configuração de rolamento com anel de retenção.

4.4.5.1 Metodologia adotada para especificação dos mancais do equipamento HPT

Os mancais de rolamento do equipamento HPT estarão submetidos a faixas de velocidade de rotação inferiores a 10,0 rpm. Assim, a especificação desses componentes deve considerar a carga estática (C_0). Vale ressaltar que para o cálculo do coeficiente de segurança estático (S_0), apresentado na equação (3.7), foi estabelecido que $P_0 = F_R$.

A vida útil em fadiga em horas para os mancais foi calculada pela equação (3.10) fornecida pela NORMA DIN ISO 281 citada por Norton (2013). Quanto aos alojamentos dos mancais, foi utilizado a análise por MEF utilizando o software Solid Works Simulation® para a validação desses componentes em relação ao grau de esforços atuantes.

Os mancais montados no eixo de entrada foram especificados tendo como base o princípio fundamental do dimensionamento automático apresentado pela equação (3.41). Nesse sentido, os mancais do eixo de entrada são especificados de acordo com a especificação dos mancais do eixo intermediário.

Para cálculo das forças radiais e tangenciais atuantes nos rolamentos, eixos e chavetas foi adotado como base a metodologia para Cálculo de Reações em Mancais e Eixos descrita na seção do capítulo de Revisão Bibliográfica. Visando simplificar os resultados foi utilizado o software Ftool®.

4.4.6 Dimensionamento do conjunto de suporte da matriz inferior

No dispositivo de ensaio HPT, o esforço de torção e conseqüentemente o movimento de rotação são transferidos apenas para matriz superior alojada e devidamente restringida pelo uso de chaveta no eixo de saída do sistema de transmissão.

Para a fixação da matriz inferior foi projetado um dispositivo mecânico designado como suporte da matriz inferior o qual é mostrado pela FIG. 4.6.

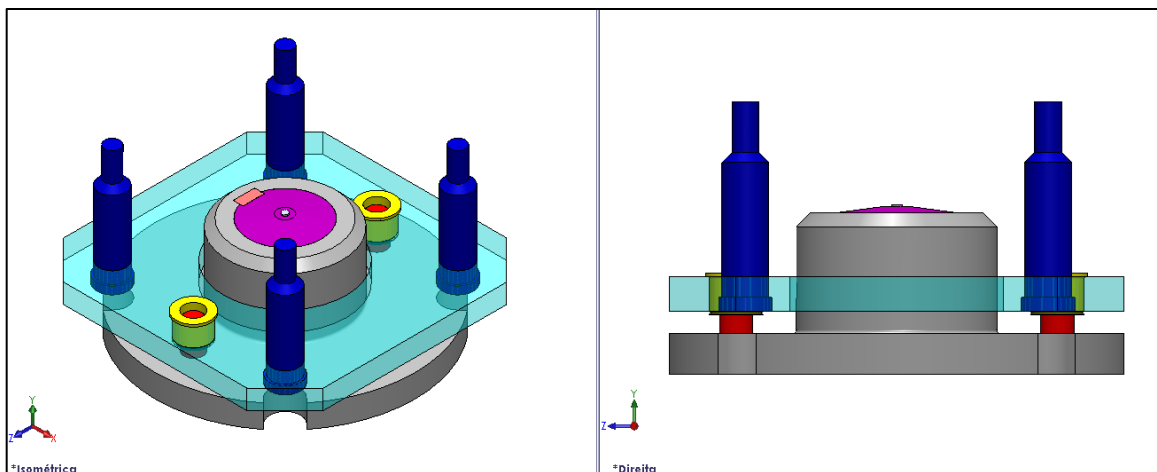


FIGURA 4.6 – Representação da vista esquemática em perspectiva isométrica e da vista ortogonal direita do conjunto da matriz inferior do equipamento HPT

FONTE: Acervo do Autor

Além de acomodar a matriz inferior devidamente restringida pelo uso de chaveta, esse conjunto tem a função de restringir seu movimento de rotação mantendo o conjunto fixo conectando a estrutura do conjunto do sistema de transmissão através de componentes em forma de barras com roscas e fixação de porcas sextavadas.

A restrição da transferência de esforços de torção ao cilindro hidráulico da máquina de compressão sem impedir seu movimento axial para o processo de compressão é possibilitada

pela inserção de dois pinos de cisalhamento os quais se movimentam por deslizamento em buchas guia. Assim, não há transferência de esforços de torção nem para estrutura da máquina de ensaio, nem para o embolo do cilindro hidráulico de compressão.

Para o dimensionamento das barras redondas e dos pinos de cisalhamento foi utilizado a EQ. (4.4) mencionada por Carvalho e Moraes (1978) para o cálculo de tensões de cisalhamento na flexão.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{VQ}{Ib} \quad (4.4)$$

Onde: - $\tau_{\text{máx}}$ é a tensão de cisalhamento máxima [MPa];
 - V é a força de cisalhamento interna resultante [N];
 - I é o momento de inércia da área da seção transversal [mm⁴];
 - b é a largura da área da seção transversal [mm].

No caso de seção transversal circular maciça a equação (4.4) se transforma na EQ. (4.5).

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{3V}{4A} \quad (4.5)$$

Onde: - $\tau_{\text{máx}}$ é a tensão de cisalhamento máxima [MPa];
 - V é a força de cisalhamento interna resultante [N];
 - A é a área [mm²].

A bucha de deslizamento dos pinos de cisalhamento foi verificada quanto a tensão de esmagamento conforme representação da EQ. (4.6) à qual é citada por Hibbeler (2010).

$$\sigma_{\text{esm}} = \frac{F}{bd} \quad (4.6)$$

Onde: - σ_{esm} é a tensão de esmagamento [MPa];
 - F é a força aplicada sobre o pino [N];
 - t é a largura da área da seção transversal [mm].

- d é o diâmetro interno da bucha [mm].

O valor da intensidade da força cortante atuante nos componentes abordados anteriormente foi calculado pela aplicação da equação (3.42). Na equação, pode-se adotar $q = V = F_t$.

O suporte de alojamento da matriz inferior possui as mesmas dimensões de diâmetro especificadas para o eixo de saída do sistema de transmissão, portanto, não foi necessário seu dimensionamento. A verificação quanto a aplicação da força máxima de compressão também não foi necessária.

Devido a característica construtiva das barras redondas optou-se pela validação desse componente quanto a deflexão. Nesse contexto, validou-se ainda o suporte de alojamento da matriz inferior. Assim sendo, foi utilizado o software Solid Works Simulation® para a análise numérica por MEF para os componentes abordados.

4.4.7 Validação da estrutura do sistema de transmissão

Para a acomodação dos elementos mecânicos como mancais, alojamentos, eixos, engrenagens e motoredutor foi desenvolvido o componente denominado de estrutura do sistema de transmissão o qual é mostrado pela FIG. 4.7.

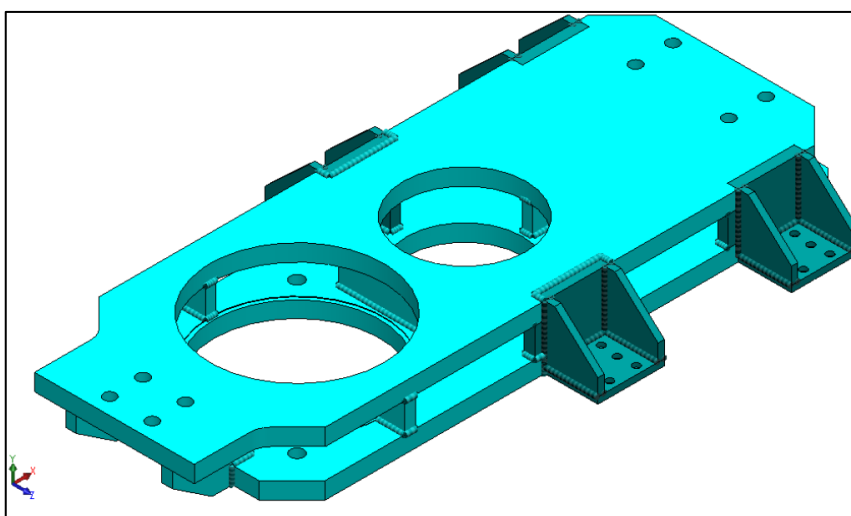


FIGURA 4.7 – Representação da vista esquemática em perspectiva isométrica da estrutura do sistema de transmissão.

FONTE: Acervo do Autor

Em essência, a estrutura do sistema de transmissão é composta pela união permanente por soldagem entre chapas grossas. O uso de chapas de espessura grossa no projeto foi necessário devido a necessidade de rigidez desse componente quanto à disposição na montagem do layout do equipamento.

Para validação do componente abordado foi utilizado análise numérica por MEF por meio do software Solid Works Simulation®. Assim sendo, foi verificado o comportamento quanto à aplicação de esforços durante o processamento do ensaio HPT.

Para o deslocamento da estrutura do sistema de transmissão - para montagem ou desmontagem do equipamento HPT -, foram inseridos carros de translação de elementos guias lineares nas laterais do chassi metálico.

Devido ao modo como a estrutura do sistema de transmissão é montada à estrutura metálica de vigas e à estrutura do sistema de guias lineares pode-se concluir que sua validação quanto ao deslocamento estático por deflexão não é crítica.

A validação dos elementos mecânicos designados como união de chapas e suporte do motorreductor, os quais integram o sistema de transmissão, não foi necessária, pois a aplicação de esforços nesses componentes também não é considerada crítica.

4.4.8 Estruturas metálicas do equipamento HPT

O componente estrutural de fixação da estrutura do sistema de transmissão foi desenvolvido de forma conceitual tendo-se como ponto de partida o layout requerido à montagem e desmontagem do equipamento HPT. Os espaços periféricos da máquina de ensaios de compressão também foram considerados, pois a instalação da estrutura de vigas é em grande parte permanente e isso não deve afetar a realização dos ensaios de compressão convencionais. Devido a necessidade de rigidez de toda a estrutura durante o ensaio do equipamento HPT, foi sugerido a adoção de elementos estruturais de vigas para a fabricação da estrutura metálica.

No projeto da estrutura metálica de sustentação dos trilhos perfilados guias lineares foi sugerido o conceito de estrutura fabricada essencialmente pela união permanente de soldagem de tubos

metálicos de perfil quadrado. Essa estrutura também foi fixada de forma permanente nos espaços de fronteira da máquina de ensaios de compressão de modo a não interferir nos ensaios de compressão, propriamente ditos, quando da desmontagem do equipamento HPT.

4.4.9 Apresentação do layout do equipamento HPT

O resultado final do layout do equipamento HPT é dividido em duas etapas. Primeiro é mostrado a instalação da maior parte dos componentes do equipamento de modo permanente na periferia da máquina de ensaios de compressão. Vale ressaltar que, a montagem dos componentes do projeto não interfere na capacidade funcional da máquina para os ensaios de compressão convencionais. A segunda etapa é definida pela fixação do sistema de transmissão na estrutura metálica de vigas e ainda pela montagem do conjunto da matriz inferior.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Sistema de transmissão por engrenagens cilíndricas de dentes retos

A FIGURA 5.1 mostra a montagem esquemática do conjunto de transmissão dimensionado para o equipamento HPT. Na figura pode-se observar o acoplamento entre o par pinhão-coroa respectivos às engrenagens 1 e 2 do primeiro estágio de redução. O segundo estágio do conjunto é composto pelo par pinhão-coroa identificados como engrenagens 3 e 4, respectivamente.

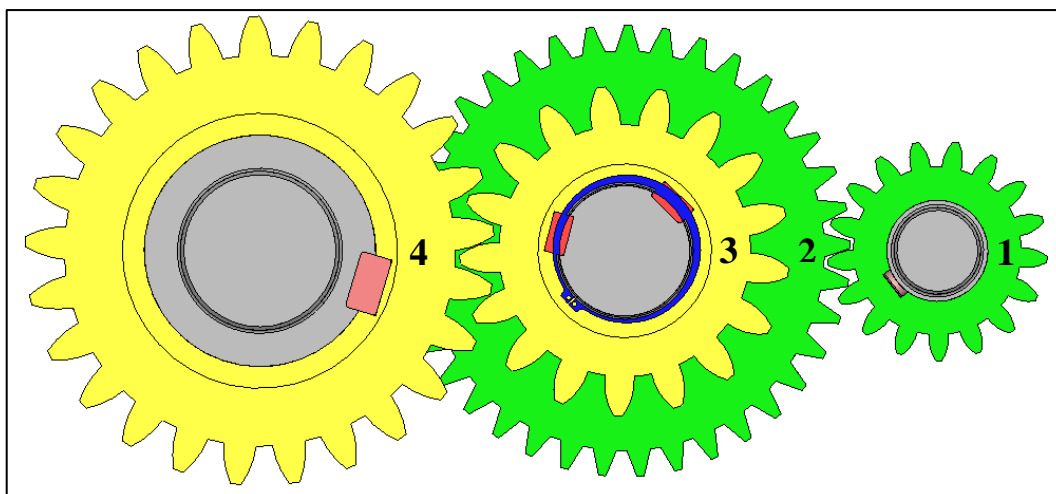


FIGURA 5.1 – Representação esquemática da disposição em montagem do trem de engrenagens utilizado no projeto do equipamento HPT

FONTE: Acervo do Autor

No APENDICE 3 tem-se apresentado uma planilha com as características dimensionais das engrenagens cilíndricas retas utilizadas no desenvolvimento do projeto.

5.1.1 Dimensionamento das engrenagens 3 e 4

O número mínimo de dentes calculado para o pinhão ou engrenagem 3 é de $N_p=17$. Segundo Norton (2013) uma coroa engrenada a um pinhão com 17 dentes deve ter no máximo 1309 dentes.

Como o diâmetro primitivo da coroa ou engrenagem 4 deve ser menor ou igual a $d_p=300\text{mm}$ e ainda, que o pinhão ou engrenagem 3 acoplado a esta deve possuir um número de dentes igual a $z=17$, pode-se concluir que a relação de transmissão entre o par de engrenagens 3-4 é limitada

Assim sendo, foi possível obter na TAB. 5.1 os seguintes resultados, considerando uma largura mínima inicial de 70mm para as engrenagens.

TABELA 5.1

Principais variáveis calculadas para o dimensionamento do pinhão 3 considerando uma largura de 70mm

m (mm)	d_{pp} (mm)	i	σ_f (Mpa)	σ_c (Mpa)	S_f	S_h
8,0	136	2,21	208	1177	2,37	1,12
10,0	170	1,76	166	1093	2,97	1,30
12,0	204	1,47	138	1033	3,56	1,46
16,0	238	1,10	104	953	4,75	1,71

FONTE: Acervo do autor

A análise da tabela 5.1 pode-se observar que para a sequência de módulos normalizados atribuídos para o pinhão os valores de módulos de 8,0mm e 10,0mm oferecem as maiores relações de transmissão no engrenamento. No entanto, os coeficientes de segurança AGMA a tensão de contato do dente da engrenagem são menos conservativos.

Considerando um módulo igual a 16,0 o engrenamento em análise teria satisfeitas as condições de fatores de segurança, no entanto, o número de dentes da coroa seria pequeno.

Para o dimensionamento do pinhão do engrenamento de saída o módulo de 12mm foi considerado o ideal pois, apesar dos valores das tensões aumentarem, os fatores de segurança AGMA para a flexão e tensão de contato são conservativos, garantindo confiabilidade do projeto. Nesse caso, a relação de transmissão é aproximadamente de 1:1,5.

À fabricação engrenagens 3 e 4 foi proposto a utilização de um material resistente como o AISI 4340 nitretado na superfície. Melconian (2009) cita que a tensão admissível para a flexão no pé do dente da engrenagem considerando o material citado é de 170Mpa. Para fins práticos pode-se constatar que para o módulo de 12,0mm a tensão de flexão atuante no dente do pinhão, cujo valor é de 138Mpa, está abaixo do valor de 170Mpa.

Como mostra a FIG. 5.2 o pinhão 3 está montado sob a condição de engrenagem em balanço. A relação da largura sobre diâmetro primitivo do pinhão satisfaz o fator recomendado por Melconiam (2009), pois $0,34 \leq 0,75$.

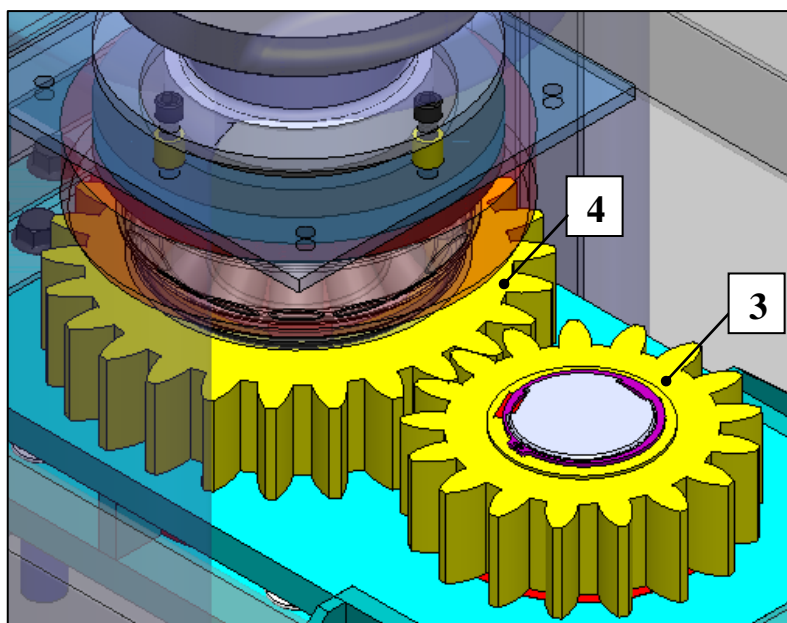


FIGURA 5.2 – Representação de vista esquemática do pinhão 3 montado no equipamento HPT sob a condição de balanço

FONTE: Acervo do Autor

Atribuindo-se uma largura de 60mm para o projeto das engrenagens tem-se os resultados apresentados na TAB. 5.2

TABELA 5.2

Principais variáveis calculadas para o dimensionamento do pinhão 3 considerando uma largura de 60mm

m (mm)	d_{p3} (mm)	i	σ_f (Mpa)	σ_c (Mpa)	S_f	S_h
8,0	136	2,21	243	1271	2,03	0,96
10,0	170	1,76	195	1180	2,54	1,11
12,0	204	1,47	162	1116	3,05	1,25
16,0	238	1,10	122	1029	4,07	1,47

FONTE: Acervo do autor

Analisando os resultados da tabela anterior teríamos que o pinhão dimensionado com módulo igual a 16,0mm seria o mais indicado no projeto, todavia, nesse caso, a relação de transmissão seria próxima de 1:1. Isto significa que toda relação de transmissão seria alocada no

motoredutor o que aumentaria seu custo pela exigência do valor o momento torção necessário de sua saída.

Diante do que foi exposto nos parágrafos anteriores, pode-se concluir, que, o projeto das engrenagens desenvolvido com largura superior a 70mm possibilitaria valores de coeficientes de segurança AGMA maiores. No entanto, tendo em vista que a largura estabelecida atende as condições requeridas ao projeto HPT, seria contraproducente a fabricação de engrenagens com largura superiores a esse valor a 70mm.

Uma vez dimensionado o pinhão a coroa fica automaticamente dimensionada, pois os valores das tensões de contato são as mesmas nos dentes do pinhão e da coroa e a tensão de flexão do pé do dente na coroa é menor.

Devido aos esforços atuantes no eixo intermediário, no cubo das engrenagens 2 e 3 serão necessários a usinagem de dois rasgos de chaveta de perfil paralelo com ângulo de defasagem de 120° . A FIGURA 5.3 destaca o ângulo formado entre os rasgos de chaveta para a engrenagem 3.

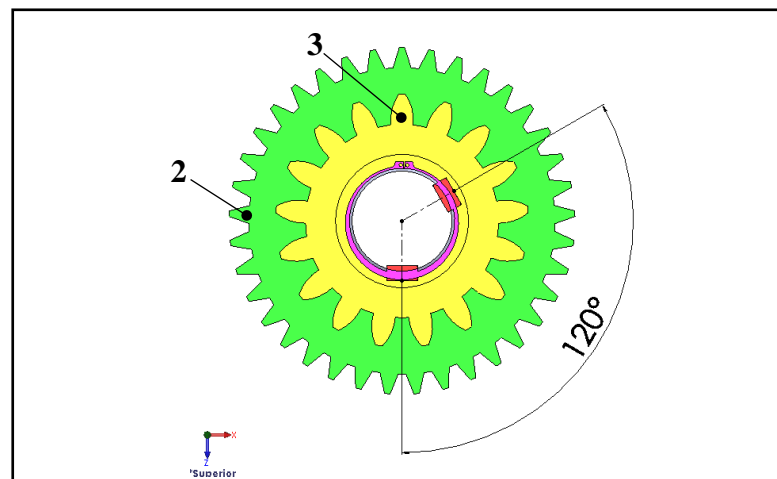


FIGURA 5.3 – Representação esquemática do ângulo de 120° formado entre os rasgos de assentamento das chavetas das engrenagens 3

FONTE: Acervo do autor

5.1.2 Dimensionamento das engrenagens 1 e 2

Em se tratando das engrenagens 1-2 também foi necessário somente o dimensionamento do pinhão. Assim como engrenagem no caso da 4, definiu-se que o diâmetro primitivo da coroa

ou engrenagem 2 também deve ser inferior a 300mm. Esse valor foi estabelecido de modo que não haja interferência da engrenagem 2 com os suportes da matriz inferior e superior. Em se tratando do número mínimo de dentes do pinhão 1 este também foi calculado como $N_p=17$.

Devido à relação fundamental do engrenamento e ainda, considerando a potência mecânica transmitida entre os 2 pares de engrenagem como conservativa, tem-se no par de engrenagens 1-2 uma força tangencial menor em comparação com o par 3-4. Consequentemente, o pinhão 1 e coroa 2 serão submetidos a menores esforços em seus respectivos dentes. Assim sendo, a grandeza módulo e largura das engrenagens 1-2 podem ser admitidas em menor valor em relação ao engrenamento 3-4.

A largura das engrenagens 1-2 será a mesma das engrenagens 3-4, ou seja, $b=70\text{mm}$. Isso se justifica pelo fato de que uma engrenagem com largura maior oferece maior resistência ao crateramento e à flexão no pé do dente.

Na TABELA 5.3 tem-se representado os principais resultados para o pinhão 1 considerando a largura da engrenagem 1 de $b=70\text{mm}$.

TABELA 5.3

Principais variáveis calculadas para o dimensionamento do pinhão 1 considerando uma largura de 70mm

m (mm)	d_{p1} (mm)	i	σ_f (Mpa)	σ_c (Mpa)	S_f	S_h
8,0	136	2,18	132	980	3,51	1,58
10,0	170	1,76	114	902	4,16	1,88
12,0	204	1,37	95	853	5,07	2,11

FONTE: Acervo do autor

Observando os valores obtidos na tabela 5.3 pode-se concluir que o pinhão 1 tem satisfeito o seu dimensionamento quanto aos fatores de segurança e relação de transmissão quando o módulo é igual a $m=8,0\text{mm}$. Nesse caso, a relação de transmissão entre as duas engrenagens também é satisfatória pois 'i' se aproxima de 1:2,2.

Por estar montado no mesmo eixo que a engrenagem 3, a coroa 2 também está na condição de balanço. Nesse caso a relação largura sobre diâmetro primitivo é assumida em 0,51. Esse valor está abaixo do valor máximo recomendado na literatura, que é de 0,75.

O material aço AISI 4340 nitretado na superfície também foi proposto ao projeto de fabricação das engrenagens 1 e 2. Sabendo-se que a tensão admissível para o material especificado é de 170Mpa, pode-se concluir que o valor da tensão de flexão calculada para o pinhão 1 ($\sigma_f=132\text{Mpa}$) é adequada ao projeto.

5.1.3 Roteiro utilizado para dimensionamento do pinhão 1 e 3 quanto as tensões de flexão e de contato

Nesta seção tem-se apresentado, em resumo, o roteiro utilizado para a verificação dos pinhões 1 e 3 quanto às tensões de flexão e contato atuantes no engrenamento segundo Norma AGMA 2001-D04.

A FIGURA 5.4 mostra de forma resumida as principais informações sobre o conjunto de engrenagens do sistema de transmissão.

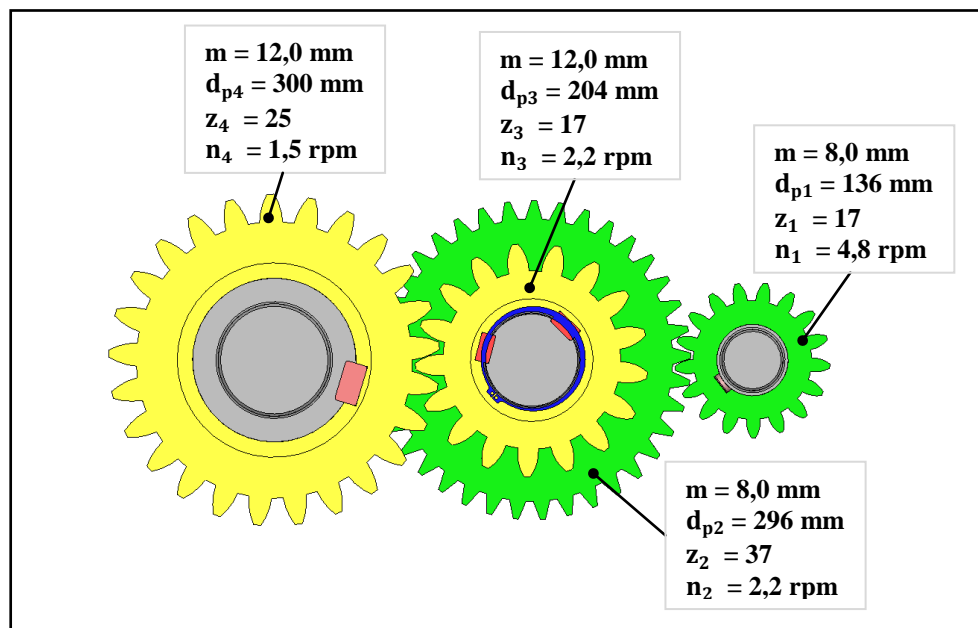


FIGURA 5.4 – ilustração esquemática das principais informações sobre o conjunto de engrenagens do sistema de transmissão

FONTE: Acervo do Autor

Considerando o valor número mínimo de dentes calculado para os dois pinhões em 17 e o módulo atribuído como 12,0 mm e 8,0 mm para os pinhões 3 e 1, respectivamente, pode-se aplicar a equação (3.30) para obtenção dos valores dos diâmetros primitivos para essas engrenagens.

$$d_{p3} = 12,0(17) = 204\text{mm}$$

$$d_{p1} = 8,0(17) = 136\text{mm}$$

Disposto dos valores calculados para d_{p1} e d_{p3} e ainda, sabendo-se que as dimensões dos diâmetros primitivos das engrenagens 2 e 4 são iguais a $d_{p2} = 296\text{mm}$ e $d_{p4} = 300\text{mm}$, respectivamente, pode-se aplicar a equação (3.41) para se obter a relação de transmissão global do trem de engrenagens, que é:

$$i = \frac{296}{136} \cdot \frac{300}{204} = 3,15$$

Logo, a relação de transmissão do conjunto de trem de engrenagens é de aproximadamente 1:3,1

A TABELA 5.4 apresenta as principais grandezas utilizadas para o dimensionamento dos pinhões 1 e 3 considerando a tensão de flexão atuante no dente da engrenagem. A tabela apresenta ainda os respectivos resultados para as tensões de flexão calculadas para as engrenagens. Os valores dos fatores K_H e Y_J podem ser consultados no ANEXO A.

TABELA 5.4 - Principais grandezas utilizadas para o dimensionamento dos pinhões 1 e 3 quanto à obtenção do valor da tensão de flexão

Grandeza	Engrenagem	
	1	3
W_t (N)	1,654E+03	2,40E+03
m (m)	8,0E-03	12,0E-02
b (mm)	70	70
$K_o=K_B=K_s$ (adm.)	1,0	1,0
K_V (adm.)	1,04	1,04
K_h (adm.)	1,60	1,60
Y_J (adm.)	0,37	0,34
σ_f (N/m ²)	1,32E+08	1,38E+08

FONTE: Acervo do autor

Na TABELA 5.5 tem-se os dados utilizados para obtenção dos valores da tensão por resistência ao crateramento para os pinhões 1 e 3. A tabela apresenta ainda os respectivos valores das grandezas adotadas para o dimensionamento.

TABELA 5.5 - Principais grandezas utilizadas para o dimensionamento dos pinhões 1 e 3 quanto à obtenção do valor das tensões de contato

Grandeza	Engrenagem	
	1	3
W_t (N)	1,654E+03	2,40E+03
b (mm)	70	70
d (mm)	136	204
$K_o=K_s=Z_R$ (adm.)	1,0	1,0
K_V (adm.)	1,04	1,04
K_h (adm.)	1,60	1,60
Z_I (adm.)	1,09E-01	9,5E-02
Z_E (adm.)	191	191
σ_c (N/m ²)	9,80E+08	1,03E+09

FONTE: Acervo do autor

Na tabela anterior, o fator Z_I cujo valor calculado foi de 0,109 pode ser obtido através da EQ. (5.1). O fator Z_E pode ser observado no ANEXO B.

$$Z_I = \frac{\cos\Phi_g \sin\Phi_g}{2} \frac{i}{i+1} \quad (5.1)$$

Onde: - Z_I é o fator geométrico de resistência ao crateramento [adm.].

- $\cos\Phi_g$ é o coseno do ângulo de pressão da engrenagem [°].

- $\sin\Phi_g$ é o seno do ângulo de pressão da engrenagem [°].

- i é a relação de transmissão [adm.].

O conhecimento dos valores das magnitudes das tensões atuantes no dente das engrenagens não é o suficiente para dimensionar o conjunto de transmissão. Assim sendo, é necessário comparar os valores calculados das tensões corrigidas para flexão no pé do dente e contato de superfície.

A TABELA 5.6 apresenta as grandezas utilizadas para o cálculo do valor do fator de segurança AGMA, considerando flexão de contato, para o pinhão 1 e 3.

TABELA 5.6 - Principais grandezas utilizadas para a validação dos pinhões 1 e 3 quanto aos coeficientes de segurança considerando a tensão de flexão

Grandeza	Engrenagem	
	1	3
σ_f (N/m ²)	1,32E+08	1,38E+08
S_t (N/m ²)	3,27E+08	3,27E+08
$Y_g=Y_z$ (adm.)	1,0	1,0
Y_N (adm.)	1,42	1,51
S_f (adm.)	3,51	3,58

FONTE: Acervo do autor

No cálculo da equação anterior o membro S'_t ou limite de resistência a flexão não corrigido foi obtido através da EQ. (5.2) a qual é recomendada para um material AISI 4340 Grau 1 nitretado na superfície.

$$S'_t = 0,568H_B + 83,8\text{Mpa} \quad (5.2)$$

Onde: - S'_t é o limite de resistência a flexão não corrigido [Mpa].

- H_B é o valor da dureza Brinell [Mpa].

Como o pinhão 3 completará aproximadamente 1,5 revoluções a cada volta completa da coroa 4 este será mais vulnerável ao fenômeno de fadiga. Nesse caso, o pinhão 3 foi dimensionado para uma vida de 3,0E+04 ciclos.

O membro Y_N da equação (3.36) foi calculado de acordo com a curva de ciclagem de tensão para um aço nitretado a qual está disposta no ANEXO C.

A TABELA 5.7 apresenta os valores das grandezas adotadas para o cálculo dos fatores de segurança para resistência ao crateramento para os pinhões 1 e 3.

TABELA 5.7 - Principais grandezas utilizadas para a validação dos pinhões 1 e 3 quanto aos coeficientes de segurança considerando a tensão de contato

Grandeza	Engrenagem	
	1	3
σ_c (N/m ²)	9,80E+08	1,03E+09
S_c (N/m ²)	1,15E+09	1,15E+08
$Y_g=Y_z=Z_w$ (adm.)	1,0	1,0
Z_N (adm.)	1,07	1,08
S_h (adm.)	1,58	1,46

FONTE: Acervo do autor

O membro S_c' ou limite de resistência a tensão de contato não corrigido é obtido pela EQ. (5.3)

$$S_c' = 2,22H_B + 200\text{Mpa} \quad (5.3)$$

Onde: - S_t' é o limite de resistência a flexão não corrigido [Mpa]

- HB é o valor da dureza Brinell

O termo Z_n foi calculado pela curva para um aço nitretado superficialmente, conforme ANEXO C. Como se sabe, o número de ciclos para o pinhão 3 será de $N=3,0E+04$ ciclos. Aplicando-se a relação de transmissão do trem de engrenagens representada pela equação (3.40), pode-se concluir que o pinhão 1 terá vida útil de aproximadamente $N=6,5E+0,4$ ciclos.

5.2 Seleção do motoredutor

Sabe-se que a velocidade máxima de rotação e torque requerido ao processamento de uma amostra HPT do equipamento proposto é de 1,5rpm e 3600Nm, respectivamente. Assim sendo, a potência requerida ao ensaio pode ser calculada isolando-se o membro P_w da equação (3.15):

$$P_w = \frac{2\pi(1,5)(3600)}{60} = 565\text{W}$$

O motoredutor selecionado para o projeto do equipamento HPT foi o de engrenagens helicoidais de eixos paralelos de eixo ocado execução com flange B5 o qual é mostrado na FIG.

5.5. Assim sendo, modelo do motoredutor é o FAF 77R37 DZ 80N4 cujo fabricante é SEW EURODRIVE®.

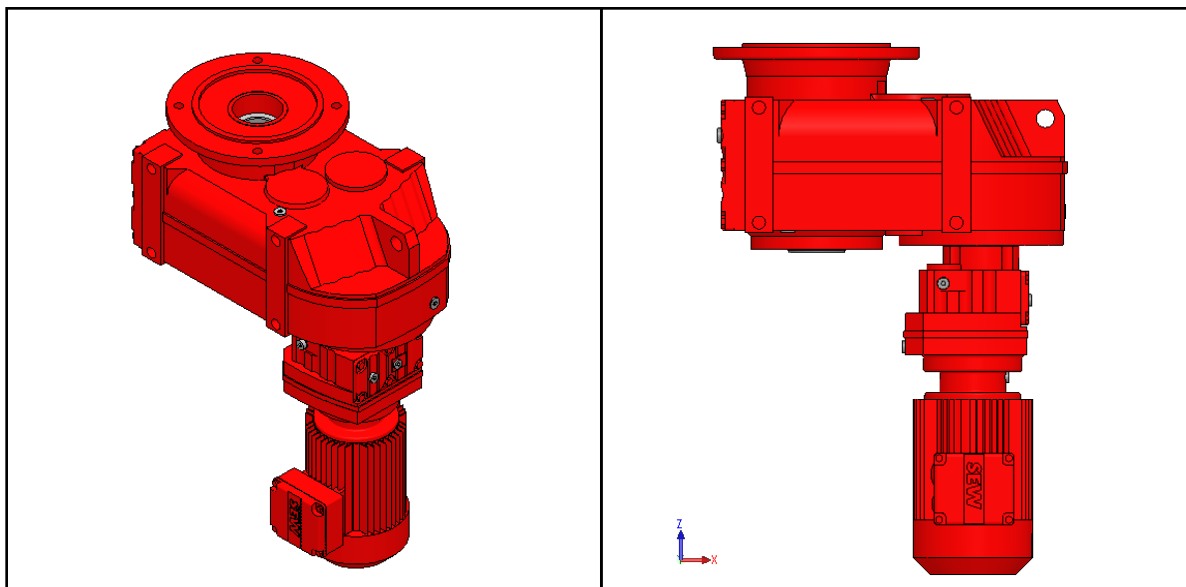


FIGURA 5.5 – Motoredutor modelo SEW EURODRIVE® FAF 77R37 DZ 80N4

FONTE: DRIVE GATE SEW EURODRIVE®, 2017

Os fatores que influenciaram na escolha do modelo motoredutor especificado como FAF 77R37 DZ 80N4 foram a forma construtivas deste associadas às características técnicas compatíveis a necessidade de projeto.

Considerando que o modelo selecionado para o motoredutor dispõe de um fator de rendimento de 0,94 e ainda, adotando-se um F.S. igual a 1,0, para estimativa da potência equivalente, tem-se que o valor da potência do motoredutor selecionado segundo tabela do fabricante deve ser de 750W.

O regime de trabalho ao qual será submetido o motor do motoredutor é considerado demasiadamente baixo quando se admite a baixa frequência de realização de ensaios do tipo HPT. Além disso as características técnicas quanto ao torque e velocidade de rotação tabelados pelo fabricante são adequadas a proposta de projeto. Nesse caso, a justificativa pela adoção de um fator de serviço igual 1,0 é correta.

Estabelecendo a relação de transmissão para o trem de engrenagens indicada pela equação (3.41) tem-se que o momento torçor e velocidade de rotação requeridos na saída do motoredutor

são 1125Nm e 4,8rpm, respectivamente. Assim sendo, foi especificado um motoredutor com capacidade de transmissão na saída cujo torque é igual a 1140Nm e rotação igual 5,8rpm, respectivamente.

O motoredutor em análise é constituído por duas caixas de redução sendo uma primária ou a do tipo FAF e outra secundária a qual é denominada de R37. Ambas as reduções são compostas de engrenagens helicoidais. O QUADRO 5.1 mostra as principais especificações técnicas do modelo.

QUADRO 5.1

Principais especificações do motoredutor SEW EURODRIVE® FAF 77R37 DZ 80N4

CARACTERÍSTICA	ESPECIFICAÇÃO
Potência (W)	750 W
Potência (cv)	~1,0 cv
Mt (saída)	1140 Nm
Fr (saída)	17700 N
N (saída)	5,8rpm
N (entrada)	1700 rpm
Relação transmissão 'i'	~293
F.S.	0,95
Tensão motor	220V
Núm. Pólos motor	4
Partida	Estrela-triângulo
Pos. montagem	M2
Massa	76 kg

FONTE: CATÁLOGO MOTOREDUTORES SEW EURODRIVE®, 2007.

5.2.1 Inversor de frequência e dispositivo encoder

Como se sabe, o motoredutor especificado possui rotação de saída igual a 5,8rpm. Todavia, a velocidade de rotação requerida na entrada do sistema de transmissão HPT é de 4,8rpm. Nesse caso, para ajustar a velocidade de rotação disponível à requerida torna-se necessário a instalação de um dispositivo conversor de frequência. O dispositivo conversor de frequência atua de modo a controlar eletronicamente os parâmetros do motor do motoredutor.

O conversor especificado foi o do fabricante WEG modelo CFW700A06P0B2DB20 cujas características técnicas atendem a aplicação ao projeto do equipamento HPT. Além de compacto, esse modelo de conversor permite controle vetorial por dispositivo encoder e vem acompanhado de porta de comunicação. A corrente nominal de saída igual a 6,0 A, tensão de alimentação trifásica de 220V e é considerado o ideal para motores com potência de 1,5 ou 1,1KW.

Para maior precisão no controle da velocidade de rotação e torque aplicado durante o ensaio HPT, foi previsto também o uso de um dispositivo encoder no eixo do motor. A FIGURA 5.6 mostra a disposição do inversor de frequência e do encoder na montagem do equipamento HPT.

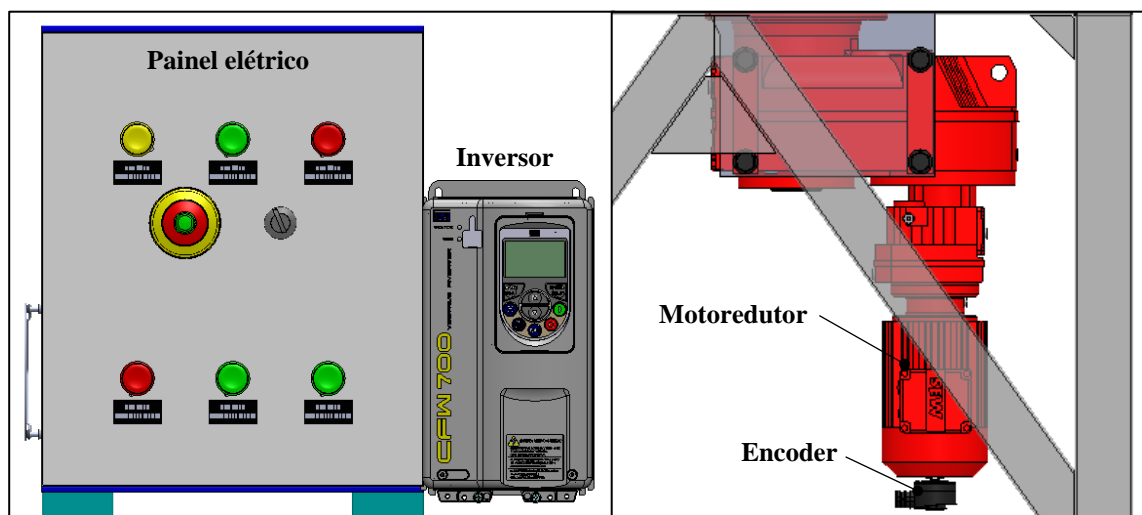


FIGURA 5.6 – Representação esquemática da disposição de inversor de frequência (a) e encoder (b) no equipamento HPT

FONTE: Acervo do Autor

5.3 Validação dos eixos do sistema de transmissão

Considerando o projeto construtivo dos eixos dos eixos de saída e intermediário, foi adotado um fator prático de concentração de tensão de $k_f=1,6$ na seção da chaveta. Esse fator é recomendado por Carvalho e Moraes (1978) para o caso de eixos de materiais endurecidos, sujeitos a torção e usinados com rasgos de chaveta de perfil paralelo. O coeficiente de segurança a fadiga atribuído ao projeto foi igual a $N_f=2,5$.

Considerando a relação de transmissão estabelecida entre os eixos intermediário e de saída obtida através da aplicação da equação (3.41) tem-se o valor de aproximadamente 1:1,5. Assim sendo pode-se calcular o valor do torque aplicado no eixo intermediário o qual equivale a $M_{ti}=2448\text{Nm}$. O valor do momento de flexão alternado resultante obtido para o eixo de saída e intermediário foi de $Ma_{fs} = 4442\text{Nm}$ e $Ma_{fi} = 2947$, respectivamente.

A FIGURA 5.7 mostra o resumo, de forma esquemática, das principais informações sobre os eixos que integram o sistema de transmissão.

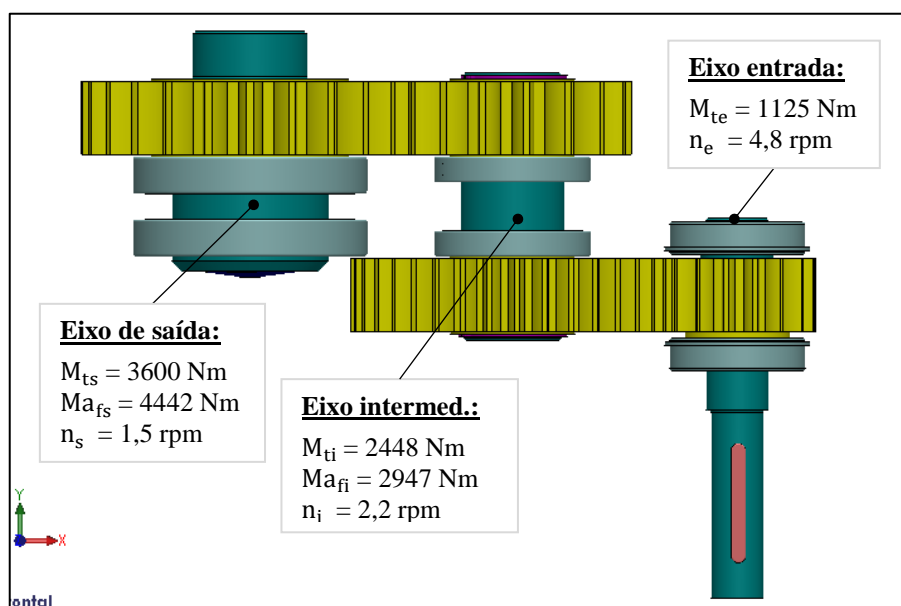


FIGURA 5.7 – Representação esquemática do resumo das principais informações sobre os eixos que integram o equipamento HPT

FONTE: Acervo do autor

Devido à característica construtiva o eixo de saída foi dimensionado considerando a aço AISI 4340 nitretado na superfície. Esse aço possui limite de escoamento $\sigma_y = 855\text{Mpa}$ e limite de resistência $\sigma_u = 965\text{Mpa}$. Todavia, para os eixos intermediário e de entrada o material adotado foi o material aço AISI 1040 com $\sigma_y = 490\text{Mpa}$ e $\sigma_u = 586\text{Mpa}$.

A TABELA 5.8 mostra em resumo das principais variáveis utilizadas na equação (3.21) para o dimensionamento dos eixos de saída e intermediário.

TABELA 5.8

Resumo das principais grandezas calculadas para o dimensionamento dos eixos de saída e intermediário

Grandeza	Eixo	
	saída	intermediário
N_f (adm.)	2,5	2,5
M_a (Nm)	4,44E+03	2,95E+03
S_e (N/m ²)	2,57E+08	1,71E+08
S_y (N/m ²)	8,55E+08	4,90E+08
S_{be} (N/m ²)	4,82E+08	2,93E+08
k_f (adm.)	1,6	1,6
k_{fsm} (adm.)	1,0	1,0

FONTE: Acervo do autor

Os fatores modificadores C_L e C_R utilizados na equação (3.23) apresentada para cálculo do limite de resistência a fadiga foram adotados como sendo igual a 1,0. O fator de tamanho calculado foi de 0,74 para o eixo de saída e de 0,76 para o eixo intermediário. A EQ. (5.4) descreve a equação utilizada para obtenção de C_D .

$$C_D = 1,189d^{-0,097} \quad (5.4)$$

Onde: - C_D é o fator de tamanho [adm.].

- d é o diâmetro [mm].

O fator de superfície C_S adotado para o eixo de saída e intermediário foi de 0,72 e 0,77, respectivamente. Esses valores foram obtidos através do abaco apresentado no ANEXO D.

Através da aplicação da equação (3.21) utilizada para dimensionamento de eixos e ainda, considerando todos os dados fornecidos nos parágrafos anteriores, foi calculado que o diâmetro mínimo necessário para o eixo de saída é igual a $d=8,92E+02$ mm. O diâmetro mínimo necessário calculado para o eixo intermediário também foi igual a $d=8,90E+02$ mm. Nesse caso, pode-se assumir que o diâmetro mínimo requerido para esses eixos deve ser maior que 90mm.

Assumindo-se que a relação de transmissão de transmissão entre o eixo intermediário e o eixo de entrada é igual a $i=2,20$ pode-se aplicar a equação (3.41) para o dimensionamento automático do eixo de entrada. Nesse caso, o valor mínimo requerido ao diâmetro eixo de entrada pode ser assumido como $d=45\text{mm}$. O material do eixo entrada também é o aço AISI 1040.

$$d = \frac{90,0}{2,2} = 40,9 \text{ mm}$$

Na FIGURA 5.8 tem-se o desenho esquemático dos três eixos que integram o sistema de transmissão. Pode-se observar que o eixo de saída possui maior diâmetro da seção transversal em comparação aos outros eixos. Isso se justifica pelo fato do eixo de saída alojar a matriz superior e ainda por possuir, obrigatoriamente, diâmetro mínimo igual a $d=110\text{mm}$ devido à especificação do mancal axial. Ademais, o diâmetro mínimo no projeto dos eixos intermediário e de saída é de $d=95\text{mm}$ e $d=50\text{mm}$.

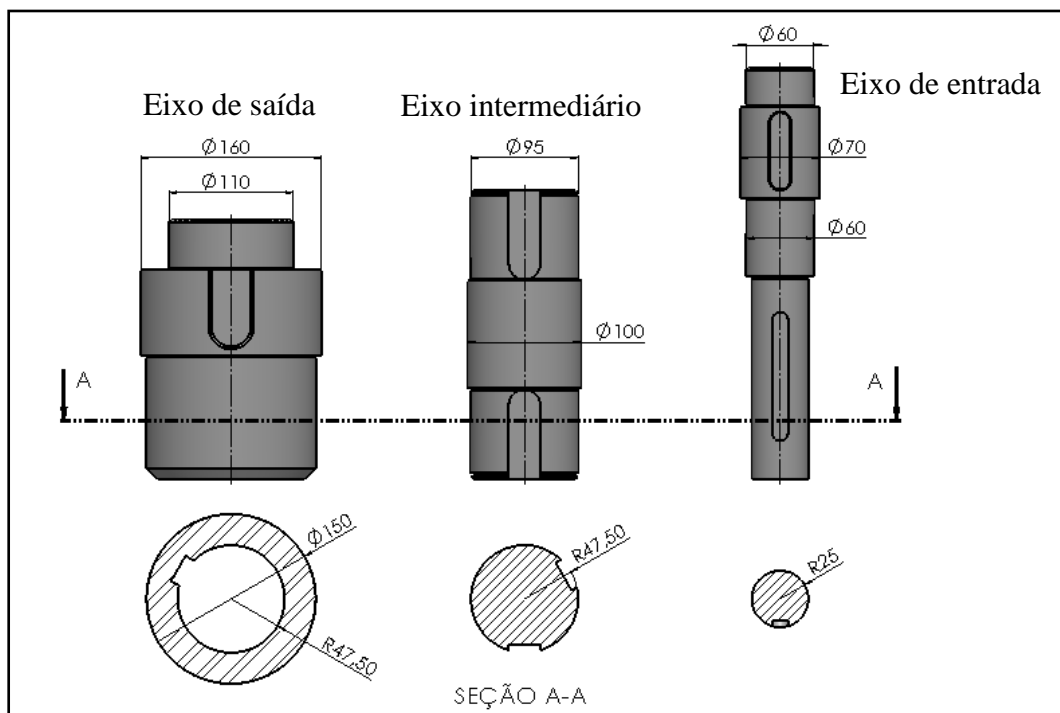


FIGURA 5.8 – Representação esquemática dos eixos que integram o sistema de transmissão

FONTE: Acervo do autor

5.3.1 Avaliação do eixo intermediário quanto a deflexão

No projeto do equipamento HPT o eixo intermediário é montado na configuração de eixo em balanço. Nesse caso, as engrenagens 2 e 3 são acomodadas em cada extremidade do eixo. Os rolamentos pareados rígidos de esferas designados como 6020 asseguram a acomodação do conjunto no sistema de transmissão.

Na análise numérica do eixo intermediário o valor da força radial calculada para cada seção transversal das engrenagens foi igual a $F_r=19,80\text{kN}$. Vale ressaltar que nesse caso a atuação de forças axiais foi considerada nula.

Diante do que foi exposto, tem-se na FIG. 5.9 os resultados relativos ao grau de deflexão apresentado pelo eixo intermediário. Pode-se observar ainda as restrições de fixação na parte central e o sentido da força radial aplicada em cada extremidade do componente.

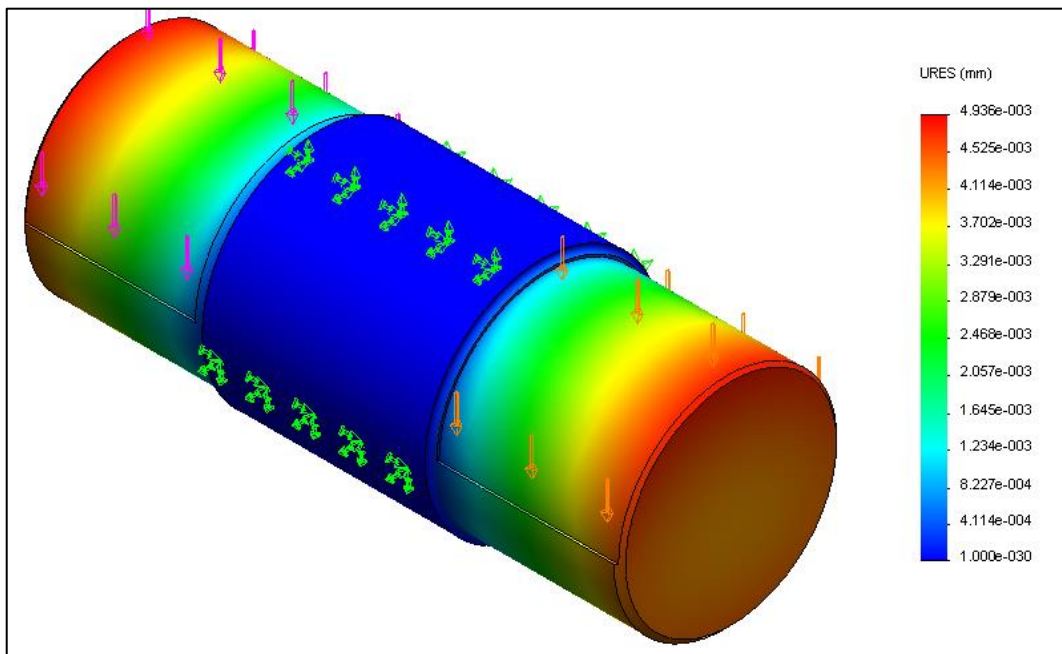


FIGURA 5.9 – Representação esquemática do resultado do deslocamento estático resultante ‘URES’ para o eixo intermediário

FONTE: Acervo do autor

O valor do deslocamento resultante para o plano de deslocamento estático ‘URES’ é igual a $4,93\text{E-}03\text{mm}$. Nota-se que o deslocamento máximo ocorre nas extremidades do eixo. Este valor

é muito pequeno, inclusive abaixo dos níveis de tolerância dimensional da peça comumente utilizada nestes casos.

5.4 Validação das Chavetas

As chavetas utilizadas no projeto do equipamento HPT foram utilizadas para fixação e transmissão de torque nos componentes que integram o sistema de transmissão como engrenagens e motoredutor as matrizes inferior e superior. No eixo intermediário foram necessários duas chavetas defasados a 120° em cada seção de montagem das engrenagens. Foram utilizadas chavetas padronizadas de seção retangular e perfil paralelo.

A TABELA 5.9 mostra os resultados obtidos no dimensionamento das chavetas. Como as chavetas assentadas nas engrenagens 2 e 3 estão submetidas à mesma intensidade de força tangencial, pode-se concluir que, essas chavetas apresentarão resultados idênticos. Vale ressaltar ainda, que, na apresentação dos resultados, para as chavetas da engrenagem 2 e 3, é considerado o cálculo de dimensionamento para uma única chaveta.

TABELA 5.9 - Resumo dos resultados do dimensionamento das chavetas que integram o sistema de transmissão do equipamento HPT

Grandeza	Chaveta do Motoredutor	Chavetas das Engrenagens		
		1	2-3	4
M_T (Nm)	1125	1125	2448	3600
D eixo (mm)	50	70	95	160
F_T (kN)	45	32,1	51,5	45,0
τ (Mpa)	32,1	26,8	43,8	16,1
σ_{esm} (Mpa)	86,5	75,4	63,9	51,0

FONTE: Acervo do autor

Pelos resultados mostrados na tabela anterior pode-se observar que as chavetas dimensionadas apresentam tensões de cisalhamento e de contato abaixo às respectivas tensões admissíveis que são $\tau_{adm} = 60$ Mpa e $\sigma_{esm} = 100$ Mpa. Assim sendo, as chavetas satisfazem de maneira adequada a necessidade requerida ao projeto do equipamento HPT.

Diante do que foi exposto, pode-se concluir, que, a utilização de chavetas de perfil paralelo foi uma solução satisfatória. A aplicação de outros elementos de transmissão como as estrias necessitariam de um processo de usinagem mais complexo com maior custo.

O TABELA 5.10 apresenta as dimensões padronizadas das chavetas do projeto.

TABELA 5.10 – Dimensões para o projeto das chavetas utilizadas no projeto

Grandeza	Chaveta do Motoredutor	Chavetas das Engrenagens		
		1	2-3	4
Dimensões(mm)	14x9x100	20x12x60	28x16x60	40x22x70

FONTE: Acervo do autor

5.5 Especificação dos mancais de rolamento

5.5.1 Mancal de rolamento axial autocompensador de rolos esféricos

A proposta do projeto do equipamento HPT exige que o mancal de rolamento autocompensador de rolos seja verificado quanto a resistência de capacidade de carga estática com magnitude superior a 2000kN. Assim, na FIG. 5.10 é mostrado os prováveis mancais axiais autocompensadores de rolos que foram analisados quanto a aplicação no projeto.

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Fator de carga mínima A	Classificações de velocidade		Massa kg	Designação
d	D	H	C	C_0			Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	–	r/min		kg	–
90	155	39	400	1 080	132	0,11	2 400	4 000	2,85	* 29318 E
	190	60	815	2 000	232	0,38	1 900	3 400	7,75	* 29418 E
100	170	42	465	1 290	156	0,16	2 200	3 600	3,65	* 29320 E
	210	67	980	2 500	275	0,59	1 700	3 000	10,5	* 29420 E
110	190	48	610	1 730	204	0,28	1 900	3 200	5,3	* 29322 E
	230	73	1 180	3 000	325	0,86	1 600	2 800	13,5	* 29422 E
120	210	54	765	2 120	245	0,43	1 700	2 800	7,35	* 29324 E
	250	78	1 370	3 450	375	1,1	1 500	2 600	17,5	* 29424 E

FIGURA 5.10 – Principais características dos Mancais axiais autocompensadores de rolos esféricos considerando $90\text{mm} \leq d \leq 120\text{mm}$.

FONTE: Adaptado de CATÁLOGO DE ROLAMENTOS SKF®, 2015 p. 1090.

Baseando-se nas dimensões máximas de altura e largura do módulo de ensaio de compressão, e ainda, considerando a intensidade da magnitude da carga estática básica de classificação como 2000kN, foram pré-selecionados dois prováveis rolamentos que são: 29420 E e 29422 E. A TABELA 5.11 apresenta em resumo as principais características desses rolamentos.

TABELA 5.11
Principais características técnicas dos mancais 29420 E e 29422E

Mancal	d (mm)	D (mm)	H (mm)	C (kN)	C₀ (kN)	m (kg)
29420 E	100	210	67	980	2500	10,5
29422 E	110	230	73	1180	3000	13,5

FONTE: Acervo do autor

Verificando-se o coeficiente de segurança para carga estática o qual é apresentado pela equação (3.7), os rolamentos 29420E e 29422 E apresentaram $S_0=1,22$ e $S_0=1,46$, respectivamente. Para o desenvolvimento dos cálculos foi adotado o valor de $X_0=2,8$ para cálculo carga estática equivalente (P_0)

Em termos de características dimensionais o mancal 29420 E seria a melhor opção, no entanto, o valor do coeficiente de segurança deste rolamento é baixo quando comparado ao mancal 29422 E. Diante disso, foi especificado o rolamento designado como 29422 E pois, este apresenta um fator de segurança estático adequado ao projeto.

A especificação de outros mancais com maiores valores para a carga estática básica de classificação também foi considerada no projeto. Nesse caso, seria possível obter coeficientes de segurança estáticos mais satisfatórios, no entanto, o aumento de para S_0 implica em maiores dimensões para o mancal e alojamento do mancal.

A vida útil calculada em horas para o mancal de rolamento axial autocompensador de rolos 29422 E foi obtida através da aplicação da equação (3.10). Nesse caso, foi considerado ensaios HPT conduzidos a velocidade de rotação de $n=1,0$ rpm. A carga dinâmica equivalente, calculada pela equação (3.11), foi de $P=2021$ kN.

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60(1,0)} \left(\frac{1180}{2021} \right)^{10/3} = 2773 \text{ h}$$

Se considerada a hipótese de que todos os ensaios HPT serão conduzidos a uma velocidade de rotação de $n=1,5$ rpm a vida útil em horas desse rolamento seria de 1448h ante a vida útil de 2773 h respectiva a $n=1,0$ rpm. Mesmo assim, uma vida útil de 1448h calculada para o mancal não é considerada baixa uma vez que os ensaios HPT são realizados em baixa rotação e ainda, com menor frequência.

Sabe-se que os rolamentos axiais autocompensadores de rolos suportam cargas radiais em razão de até 55% da carga estática básica. Assim sendo, foi verificado que no rolamento especificado estará atuando a uma carga radial de 17,42kN. Esse valor está muito abaixo do que o rolamento pode resistir.

O rolamento axial autocompensador de rolos tem o anel inferior montado no eixo de saída do sistema de transmissão do trem de engrenagens enquanto o anel superior do mancal é apoiado em um alojamento projetado. O alojamento do mancal, por sua vez, é apoiado na base superior da máquina de compressão. Na FIGURA 5.11 é mostrado a configuração de montagem estabelecida para o mancal axial.

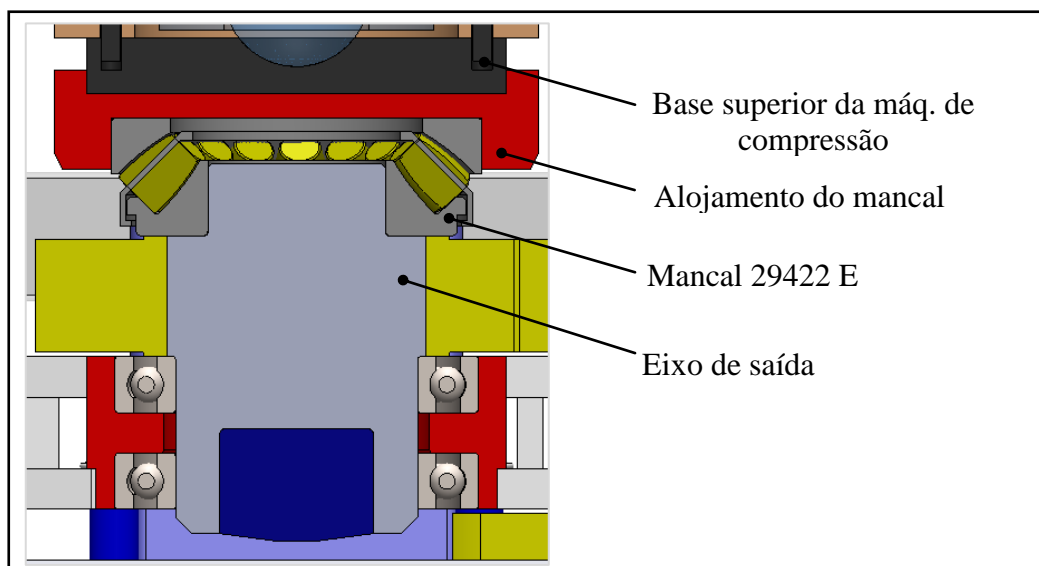


FIGURA 5.11 – Vista esquemática em corte de seção transversal do conjunto de montagem do eixo de saída

FONTE: Acervo do autor

5.5.1.1 Assentamento do mancal axial

As dimensões do assentamento do mancal axial autocompensador de rolos foram delineadas a partir das dimensões de seu respectivo mancal e ainda, pela configuração de montagem na base da máquina de ensaios de compressão.

Para o dimensionamento do alojamento foi utilizado a análise de métodos de elementos finitos utilizando o software Solid Simulation[®]. O material atribuído para a simulação foi o aço DIN 40CrMnMo que é uma liga de aço endurecida de alta resistência com limite de escoamento de 821Mpa e tensão de ruptura de 992Mpa.

Como complemento à análise numérica, tem-se em destaque na FIG. 5.12 a distribuição da malha no corpo do alojamento do mancal e indicação dos componentes de restrição e de aplicação de forças na parte superior e inferior, respectivamente. A força máxima de compressão aplicada na região de contato do rolamento axial com o alojamento foi de 2000kN e a força radial de 17,42kN

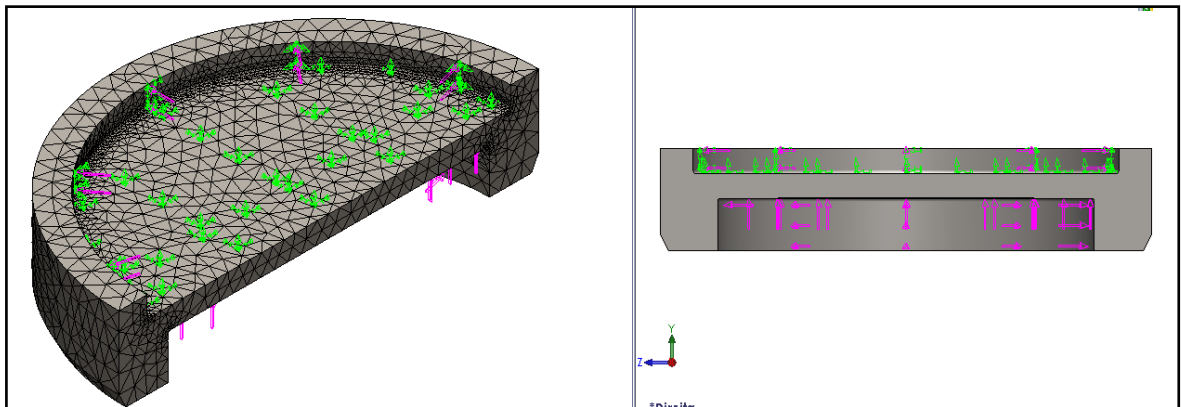


FIGURA 5.12 – Representação esquemática malha e elementos de simulação por MEF do corpo do alojamento do mancal

FONTE: Acervo do autor

Na FIGURA 5.13 é possível observar que a tensão máxima atuante obtida na simulação considerando o Critério de Falha de Von Mises foi de $116,80E+06$ N/m² ou 116,80Mpa. Este valor está subestimado em relação a tensão limite de escoamento do material que é de 821Mpa.

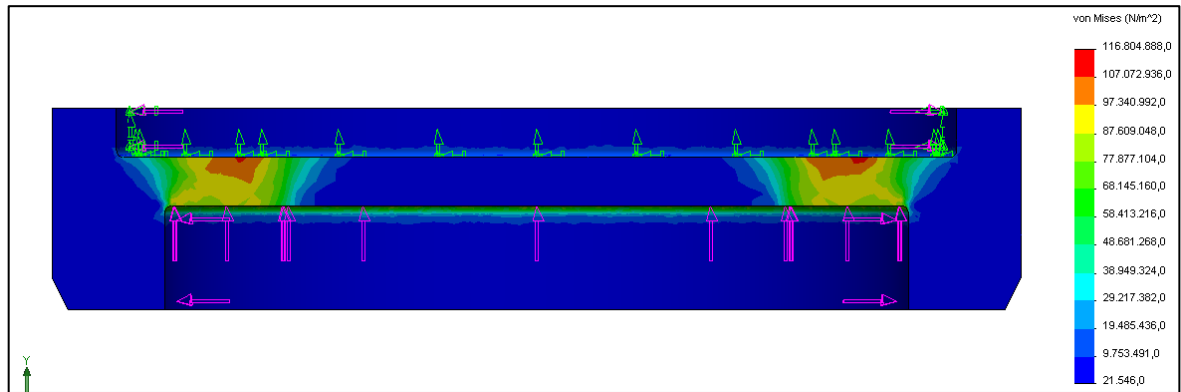


FIGURA 5.13 – Resultado da simulação por MEF para o alojamento do mancal axial

FONTE: Acervo do autor

5.5.2 Mancais de rolamentos rígidos de uma carreira de esferas

5.5.2.1 Mancal do eixo de saída

A dimensão do diâmetro interno dos mancais do eixo de saída é definida pela dimensão do diâmetro do eixo ao qual estão alojados, cujo valor é de $d=150\text{mm}$.

Assim como no caso do mancal axial, os mancais rígidos de esferas do eixo de saída devem ter satisfeitas a relação dimensões do mancal/vida útil adequadas à utilização do espaço interno da máquina de compressão. Diante disso, optou-se pela escolha do mancal designado como 6030 cujas principais características são mostradas na FIG. 5.14.

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	C	C_0		Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	–
150	190	20	48,8	61	1,96	6 700	4 300	1,2	61830
	210	28	88,4	93	2,9	6 300	5 300	3,05	61930 MA
	225	24	92,3	98	3,05	6 000	3 800	3,15	16030
	225	35	125	125	3,9	6 000	3 800	4,3	6030
	270	45	174	166	4,9	5 000	3 200	10	6230
	320	65	276	285	7,8	4 300	2 800	23	6330
	320	65	276	285	7,8	4 300	4 000	26	6330 M

FIGURA 5.14 – Principais características de rolamentos rígidos de uma carreira de esferas para $d=150\text{mm}$

FONTE: Adaptado de CATÁLOGO DE ROLAMENTOS SKF®, 2015 p. 336.

Aplicando-se a equação (3.7) para o rolamento 6030 e ainda, considerando a configuração de montagem de rolamentos pareados foi calculado um coeficiente de segurança estático de $S_0=8,7$. Por conseguinte, o fator de segurança estático individual é de $S_0=4,35$. Como recomendado pelo fabricante SKF®, na equação (3.7), o valor de C_0 , considerando rolamentos montados de forma pareada, foi multiplicado por um fator igual 2,0.

Através da aplicação da equação (3.9) foi constatado que a vida útil em milhões de rotações para o par de mancais 6030 foi de $L_{10}=354E+06$, o que pode ser considerado uma vida útil infinita dada a baixa velocidade de rotação do equipamento HPT proposto.

O fator de multiplicação adotado para a variável de carga básica dinâmica equivalente utilizado na equação (3.9) foi de $C=1,62$, conforme determina o fabricante SKF®. A força radial aplicada no mancal e que foi considerada nos cálculos como $Fr=28,63kN$.

5.5.2.2 Mancal do eixo intermediário e do eixo de entrada

A especificação dos rolamentos rígidos de esferas de uma carreira para o eixo intermediário foi fundamentada na dimensão do diâmetro ao qual são alojados que neste caso é igual a $d=100mm$. A FIGURA 5.15 mostra as principais características do rolamento selecionado cuja designação é o modelo 6020.

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	C	C_0		Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
100	125	13	17,8	18,3	0,95	10 000	6 300	0,31	61820
	140	20	42,3	41,5	1,63	9 500	6 000	0,83	61920
	150	16	46,2	44	1,7	9 500	5 600	0,94	* 16020
	150	24	63,7	54	2,04	9 500	5 600	1,25	* 6020
	180	34	127	93	3,35	7 500	4 800	3,15	* 6220
	215	47	174	140	4,75	6 700	4 300	7,1	6320

FIGURA 5.15 – Principais características de rolamentos rígidos de uma carreira de esferas para $d=100mm$

FONTE: Adaptado de CATÁLOGO DE ROLAMENTOS SKF®, 2015 p. 332.

Quanto ao dimensionamento à carga estática, os mancais pareados, os quais são designados como 6020, apresentaram fator de segurança estático $S_0=5,4$ na configuração de pareado o que significa um fator de segurança individual de $S_0=2,7$. A vida útil calculada para esse conjunto

de mancais foi de $L_{10}=140E+06$ rotações. Nesse caso, a vida útil para os mancais intermediários também pode ser tida como vida infinita devido à baixa velocidade de rotação do eixo no qual são assentados.

Considerando a relação de transmissão, a qual foi apresentada na equação (3.41), pode-se estabelecer a especificação automática para os mancais do eixo de entrada tendo como base as especificações do rolamento 6020. Assim sendo pode-se concluir que os mancais designados como 6312 suportam com folga os esforços aos quais estarão submetidos. Além disso, esses mancais possuem características dimensionais compatíveis à necessidade do projeto.

Os mancais especificados como 6312N foram alojados na estrutura de chapa do sistema de transmissão do trem de engrenagens por meio de anel de retenção. Essa configuração de alojamento elimina a necessidade de instalação de assentamentos próprios e é adequada ao layout do equipamento HPT. A FIGURA 5.16 mostra as principais características do mancal 6312 N.

d	D	B	básicas de carga		carga de fadiga P_u	de velocidade			
			dinâmica C	estática C_0		Velocidade de referência	Velocidade- limite		
mm			kN		kN	r/min	kg		-
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	0,11	61812
	85	13	16,5	14,3	0,6	16 000	10 000	0,2	61912
	95	11	20,8	15	0,735	15 000	9 500	0,29	* 16012
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,41	* 6012
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	* 6212
	130	31	85,2	52	2,2	11 000	7 000	1,7	* 6312
	150	35	108	69,5	2,9	10 000	6 300	2,85	6412

FIGURA 5.16 – Principais características de rolamentos rígidos de uma carreira de esferas com anel de retenção para $d=60$ mm

FONTE: Adaptado de CATÁLOGO DE ROLAMENTOS SKF®, 2015 p. 379.

Vale ressaltar, que, no ANEXO E é apresentado o desenho esquemático em 2D e as principais características dimensionais dos mancais de rolamento utilizados no projeto

5.5.2.3 Resultados das simulações por MEF para os assentamentos dos mancais 6030 e 6020

Sabe-se que os mancais rígidos de esferas designados como 6030 e 6020 são alojados de forma pareada nos eixos de saída e intermediário, respectivamente. Além disso, a carga atuante nos alojamentos desses mancais é predominantemente radial

Na simulação utilizando MEF, o material considerado na simulação foi o mesmo adotado para o mancal axial, sendo o aço liga resistente 40CrMnMo7, cujo limite de escoamento é de 821Mpa. Para simplificar a demonstração dos resultados foi adotado o corte por simetria na seção transversal do corpo utilizado na simulação.

Na FIGURA 5.17 é apresentado os resultados obtidos com a simulação. Assim sendo, estabelecendo como base uma carga do mancal igual $F_R = 28,63\text{kN}$ com distribuição senoidal, a tensão máxima atuante no alojamento deste mancal foi de aproximadamente $3,0\text{E}+06 \text{ N/m}^2$ ou 3,0Mpa para o critério de falha de Von Mises.

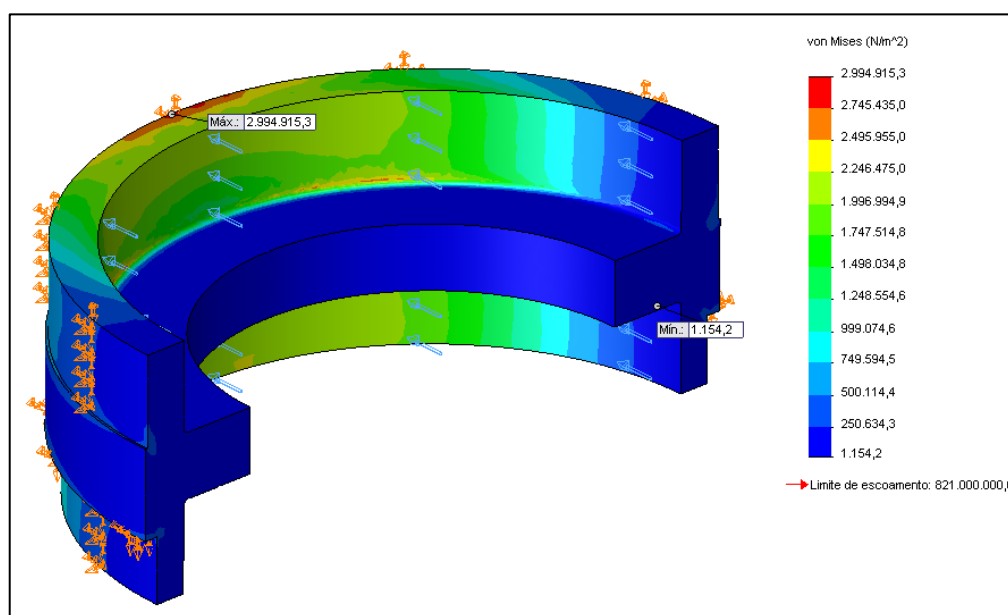


FIGURA 5.17 – Resultados por MEF do alojamento do mancal 6030

FONTE: Acervo do autor

A princípio, o baixo valor apresentado para a tensão máxima atuante no alojamento dos mancais 6030 pode qualificar este componente como superdimensionado. No entanto, ao considerar-se a grande área contato que os corpos dos rolamentos têm sobre o alojamento o valor de $\sigma_{vm}=3,0$ Mpa é justificável. Além disso, certa rigidez é requerida no sistema de transmissão.

Considerando a semelhança geométrica do escopo dos alojamentos dos mancais 6020 e 6030, e ainda, baseando-se na força radial atuante no mancal 6020, cujo valor é menor ao do mancal 6030, pode-se concluir, que, o assentamento do mancal 6020 suportará com folga os esforços aplicados.

5.6 Conjunto da matriz inferior

5.6.1 Princípios Fundamentais do conjunto da matriz inferior

Na FIGURA 5.18 tem-se representado o escopo do detalhamento em corte esquemático do desenvolvimento do conjunto da matriz inferior do equipamento HPT. Em essência, o componente destacado na figura se divide em duas partes das quais uma móvel e outra fixa. A parte fixa é composta pelos elementos designados como barra de seção redonda com rosca, chapa da base do conjunto e bucha. Os outros componentes integram a parte móvel do conjunto.

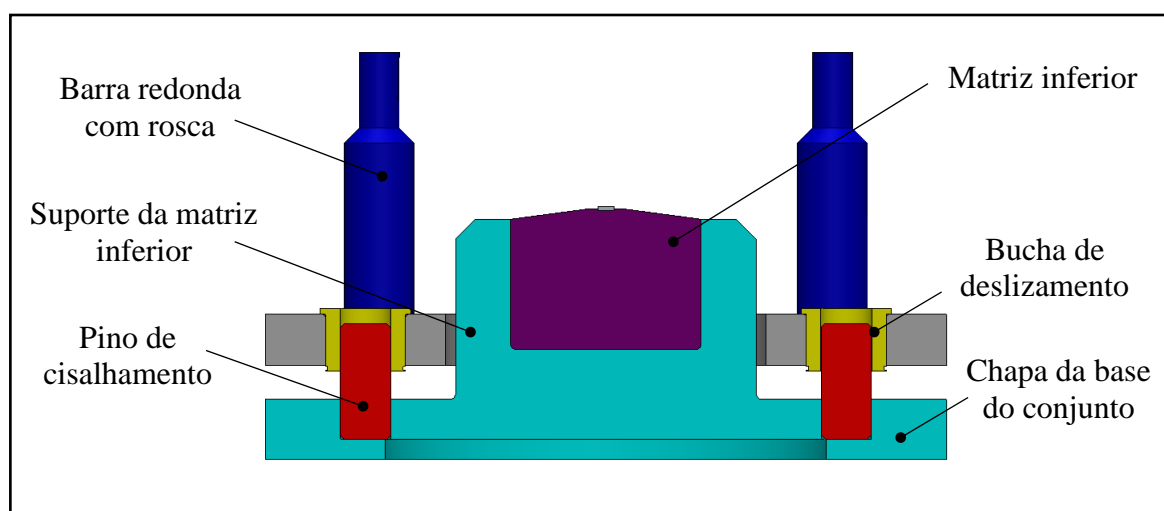


FIGURA 5.18 – Representação de vista de corte esquemático do conjunto da matriz inferior

FONTE: Acervo do autor

O conjunto da matriz inferior é disposto de dois pinos de cisalhamento cuja função é a de restringir a transferência do esforço de torção - aplicado à matriz superior -, ao cilindro hidráulico do equipamento. Outra finalidade dos pinos é manter o alinhamento concêntrico entre as matrizes inferior e superior cujo objetivo é realizar o de realizar adequadamente o ensaio.

Os pinos de cisalhamento devem ser montados ao suporte da matriz inferior e podem deslizar nas buchas na direção axial, possibilitando o avanço ou recuo do êmbolo do cilindro hidráulico. As buchas, por sua vez, são alojadas no componente chapa base do conjunto. Para permitir o deslizamento suave dos pinos de cisalhamento durante o movimento axial deve-se aplicar camada de lubrificante na superfície destes com as buchas de modo a reduzir o atrito.

No caso da posição em avanço do conjunto da matriz, pode-se concluir, que, devido à necessidade de projeto, o movimento axial do suporte da matriz inferior é limitado pois, nesse caso, não deve haver interferência entre esse componente e o suporte a chapa da base do conjunto.

A FIGURA 5.19 mostra a atuação do cilindro hidráulico na posição de recuo e na posição avanço.

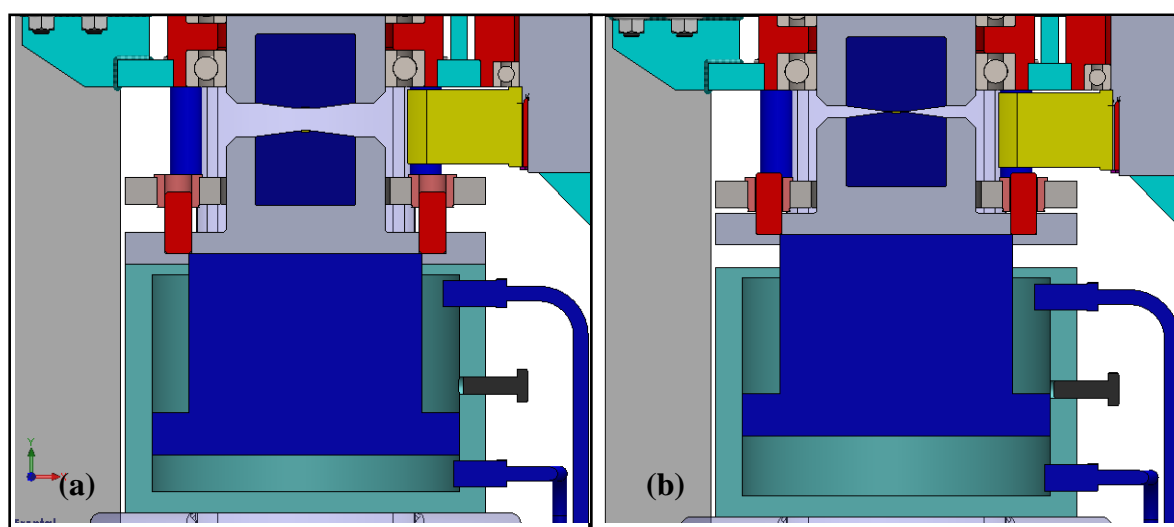


FIGURA 5.19 – Representação da vista de corte esquemático destacando o conjunto da matriz inferior: posição de recuo (a); posição de avanço (b).

FONTE: Acervo do autor

A espessura da chapa adotada para o projeto do componente denominado de chapa da base do conjunto possui mesma espessura das chapas do sistema de transmissão. Assim sendo, se a validação da chapa do conjunto de transmissão for adequada ao projeto, pode-se então, adotar a regra do dimensionamento automático para a chapa da base do conjunto

Como mostra a FIG. 5.20, os componentes denominados de barras redondas com rosca, os quais são fixados junto ao conjunto da matriz inferior, são montados ao conjunto do sistema de transmissão pela fixação de porcas sextavadas do tipo M20.

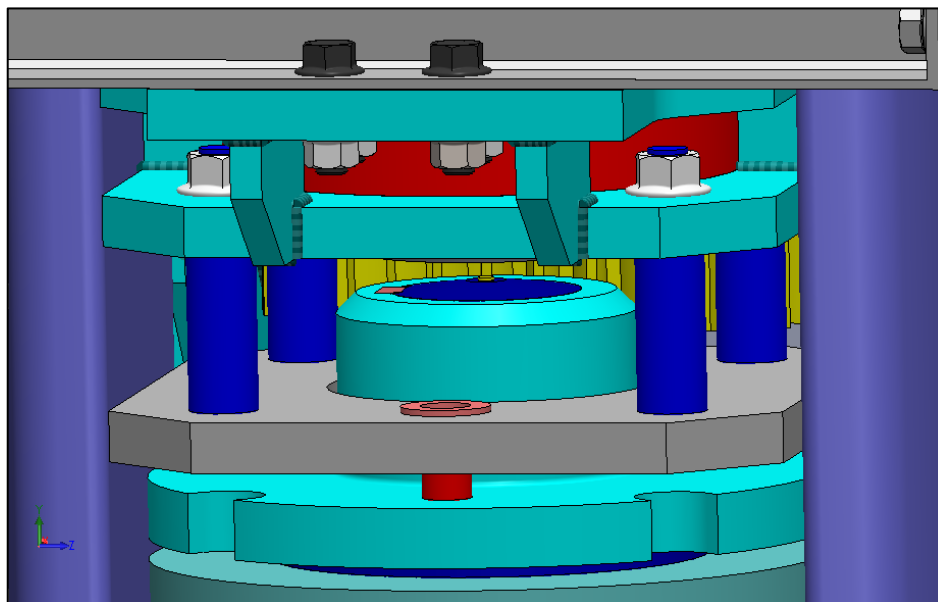


FIGURA 5.20 – Representação da vista esquemática (sem orientação) da montagem do conjunto da base inferior no equipamento HPT

FONTE: Acervo do autor

5.6.2 Validação dos principais componentes do conjunto da matriz inferior

Dividindo-se o valor torque máximo $M_t=3600\text{Nm}$ aplicado à matriz inferior pela distância entre centros, do eixo central conjunto da matriz e do pino de cisalhamento, que é de 120mm, tem-se que a força cortante na seção transversal de cada pino é de $V=15\text{kN}$. Aplicando o mesmo conceito para cada barra de seção redonda, cuja distância até o centro da peça é de 160mm, tem-se que o valor da força cortante é de $V=5,60\text{kN}$.

Disposto dos valores da força cortante para os componentes abordados nessa seção, e ainda, considerando o diâmetro do pino de cisalhamento como $d=25,0\text{ mm}$, tem-se que a intensidade da força cortante é de aproximadamente $\tau_{\text{máx}}=81\text{ Mpa}$ por pino.

No caso das barras redondas, considerando a seção transversal do diâmetro interno da seção roscada, cujo valor é $d=20\text{mm}$, obtém-se uma tensão de cisalhamento com intensidade de aproximadamente $\tau_{\text{máx}}=48\text{ Mpa}$ por barra.

Adotando-se o material AISI 1040 laminado a frio com tensão limite de escoamento de $\sigma_e=490\text{Mpa}$ e um fator de segurança ao cisalhamento igual a $FS=3,0$ para o projeto do pino de cisalhamento e das barras tem-se o valor de tensão admissível de igual a $\tau_{adm}=163\text{Mpa}$. Diante disso, pode-se concluir que o projeto dos componentes analisados é adequado pois, tem-se valores para a tensão máxima de cisalhamento abaixo da tensão admissível calculada.

Para a verificação do projeto das buchas de deslizamento foi adotado o material AISI 1020 cujo valor da tensão de escoamento é de $\sigma_e=210\text{Mpa}$. Para verificação desse componente quanto a tensão de esmagamento foi considerado um fator de segurança igual a $FS=2,5$. Assim sendo, a tensão admissível considerando o esmagamento da bucha foi calculada em $\sigma_{adm}=84\text{Mpa}$. Como o valor calculado para a tensão de esmagamento por bucha de aproximadamente $\sigma_{esm}=24\text{Mpa}$, pode-se concluir, que, o componente está dimensionado corretamente.

5.6.2.1 Avaliação das barras redondas quanto a deflexão

Na FIGURA 5.21 pode-se observar o resultado da deflexão da barra redonda considerando a condição de viga engastada na extremidade da rosca com aplicação de uma carga de $V=5,60\text{kN}$ na outra extremidade .

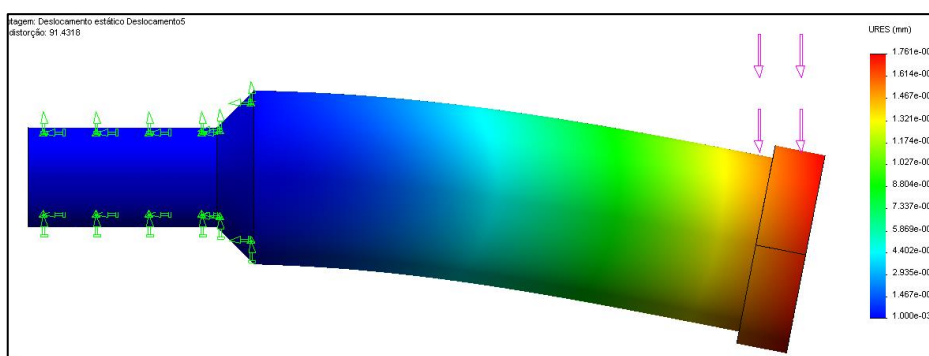


FIGURA 5.21 – Representação do resultado deformado em escala ampliada da validação do componente barra redonda com rosca quanto ao grau de deflexão utilizando MEF

FONTE: Acervo do autor

O deslocamento máximo resultante para o plano de deslocamento estático ‘URES’ de $1,76\text{E}-01\text{mm}$ foi considerado pequeno conferindo a rigidez necessária para o conjunto da matriz inferior.

Considerando que valor do torque máximo na matriz inferior $M_t=3600\text{Nm}$ e o diâmetro interno do eixo é de 95mm , tem-se que a força radial atuante na parte interna do suporte da matriz inferior é igual a $F_r=27,60\text{kN}$. Assim sendo, adotando-se a aplicação desse esforço para a análise numérica por MEF obtém-se o resultado do grau de deslocamento estático por deflexão o qual é apresentado na FIG. 5.22. Vale ressaltar, que a força radial foi aplicada no plano normal à seção transversal do componente e que os elementos de restrição necessários à simulação foram inseridos.

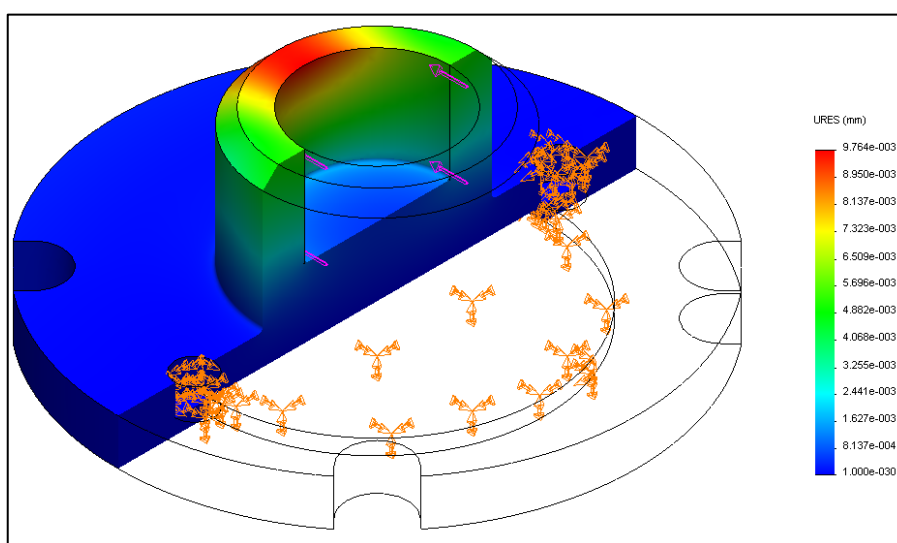


FIGURA 5.22 – Representação do resultado da validação do componente suporte da matriz inferior grau de deflexão utilizando MEF

FONTE: Acervo do autor

O resultado do grau de deslocamento resultante por deflexão ‘URES’ foi de $9,76\text{E-}02\text{mm}$ na parte superior do suporte da matriz inferior. Acredita-se que este valor da deformação será ainda menor se for considerada a presença da matriz inferior conferindo maior rigidez ao conjunto.

5.7 Estrutura do sistema de transmissão

5.7.1 Princípios Fundamentais da estrutura do sistema de transmissão

Como pode-se observar na FIG. 5.23, a estrutura do sistema de transmissão, propriamente dita, é um chassi metálico constituído, basicamente, por duas chapas de material aço AISI 1020 de bitola igual a $t=25,4\text{mm}$, dispostas em paralelo, e por reforços de tiras de chapa.

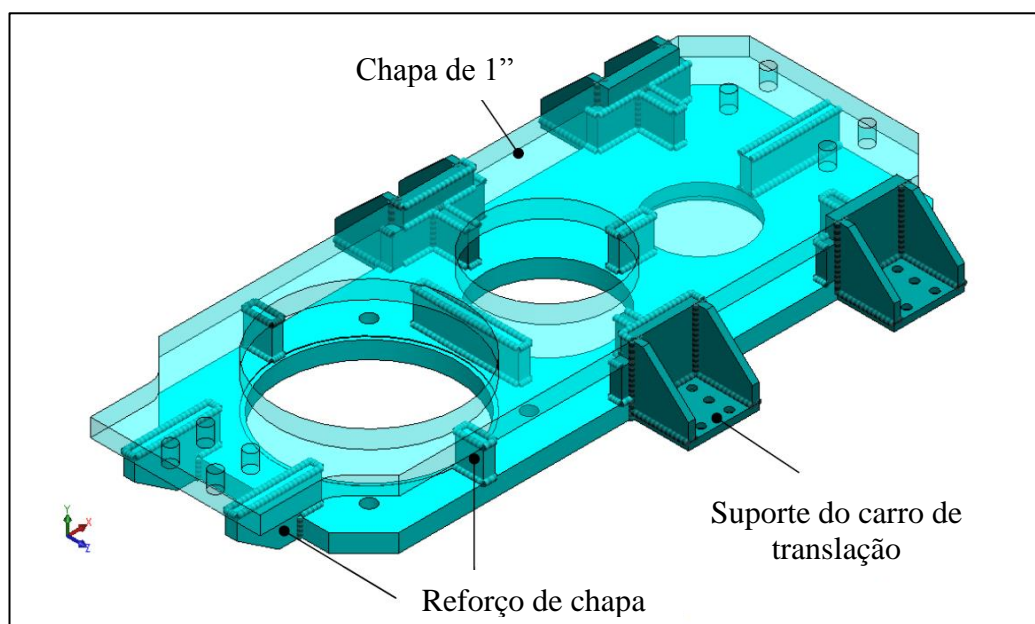


FIGURA 5.23 – Representação esquemática do chassi da estrutura do sistema de transmissão

FONTE: Acervo do autor

Como mostra a FIG. 5.24, a estrutura do sistema de transmissão é composta, basicamente, pelo sistema de trem de engrenagens composto e motoredutor.

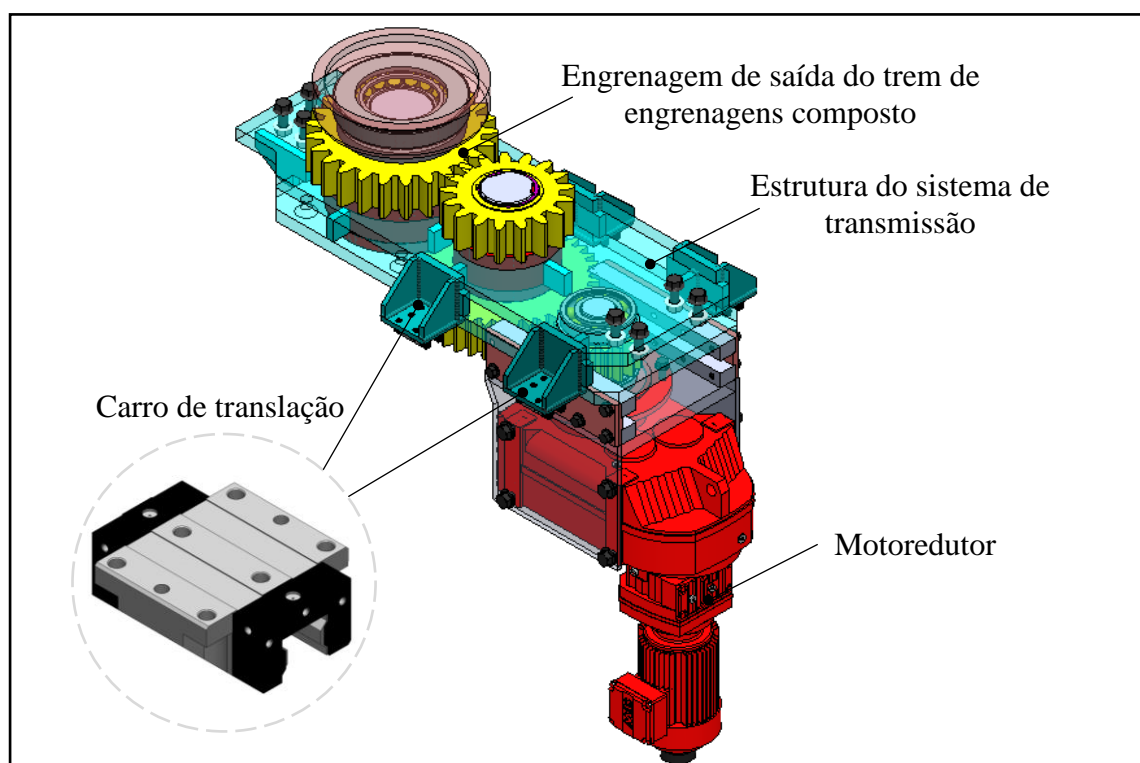


FIGURA 5.24 – Representação esquemática da montagem completa da estrutura do sistema de transmissão

FONTE: Acervo do autor

Outros elementos que integram o conjunto são os suportes do carro de translação, do sistema de guias lineares, e o componente bloco de fixação da chapa de união. Vale ressaltar ainda, que todos esses componentes são unidos de forma permanente pelo processo de coalescência metálica por soldagem.

A estrutura do sistema de transmissão possui quatro carros de translação na sua parte lateral para o deslocamento da estrutura sobre guias lineares. O tipo de carro das guias de trilho perfilado é um modelo hipotético do tipo LLR SKF® de flange normal e altura padrão cujo alto fator de capacidade de absorção de carga e características construtivas foram as ideias à necessidade do projeto. A FIGURA 5.25 destaca o carro de translação sobre o trilho perfilado do layout do equipamento HPT.

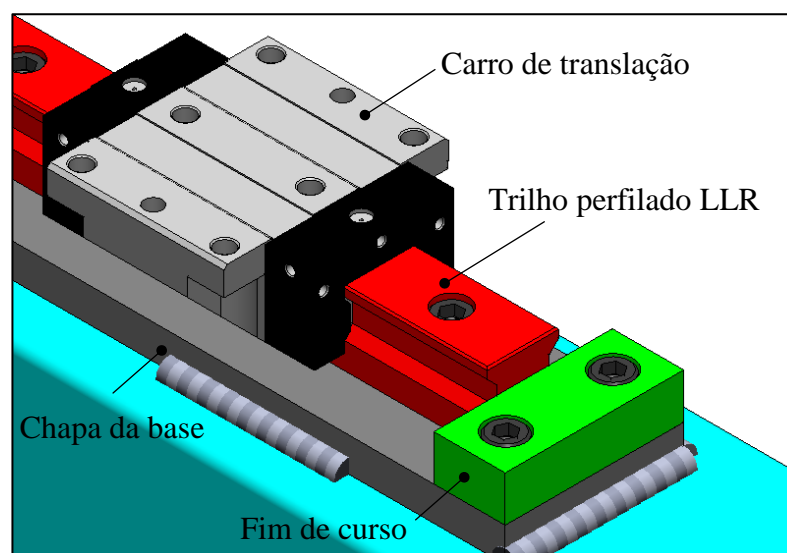


FIGURA 5.25 – Representação esquemática de guias de trilho perfilado perfil LLR SKF®

FONTE: Acervo do Autor

Sabe-se, que os eixos que integram o conjunto de trem de engrenagens composto são: eixo de entrada, eixo intermediário e eixo de saída. A FIGURA 5.26 mostra o esquema de montagem em vista perspectiva isométrica e vista explodida dos elementos mecânicos alojados no eixo de entrada.

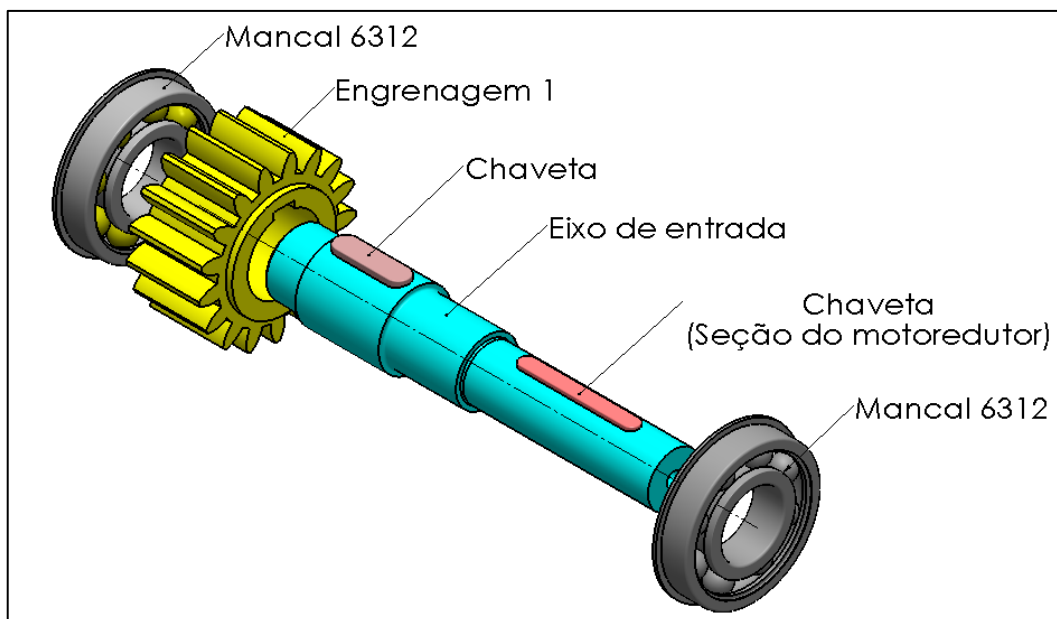


FIGURA 5.26 – Eixo de entrada: esquematização em perspectiva isométrica e vista explodida

FONTE: Acervo do autor

A etapa de montagem do motoredutor ao eixo de entrada é precedida por outros procedimentos de montagem. Inicialmente, o motoredutor é montado no componente projetado como suporte de fixação do motoredutor através da fixação do flange nesse suporte por parafusos do tipo sextavado M12x1,25x40. A parte lateral do motoredutor é fixada nas laterais do suporte por parafusos do tipo sextavado M16x2,0x40.

A etapa seguinte da montagem é feita por meio da fixação do suporte do motoredutor à estrutura do sistema de transmissão. Nesse caso, um componente designado de chapa de união é usado para promover a acomodação entre os dois componentes. Parafusos de perfil sextavado são usados na fixação.

A FIGURA 5.27 mostra o resumo esquemático da montagem do motoredutor à estrutura do sistema de transmissão conforme descrito nos parágrafos anteriores.

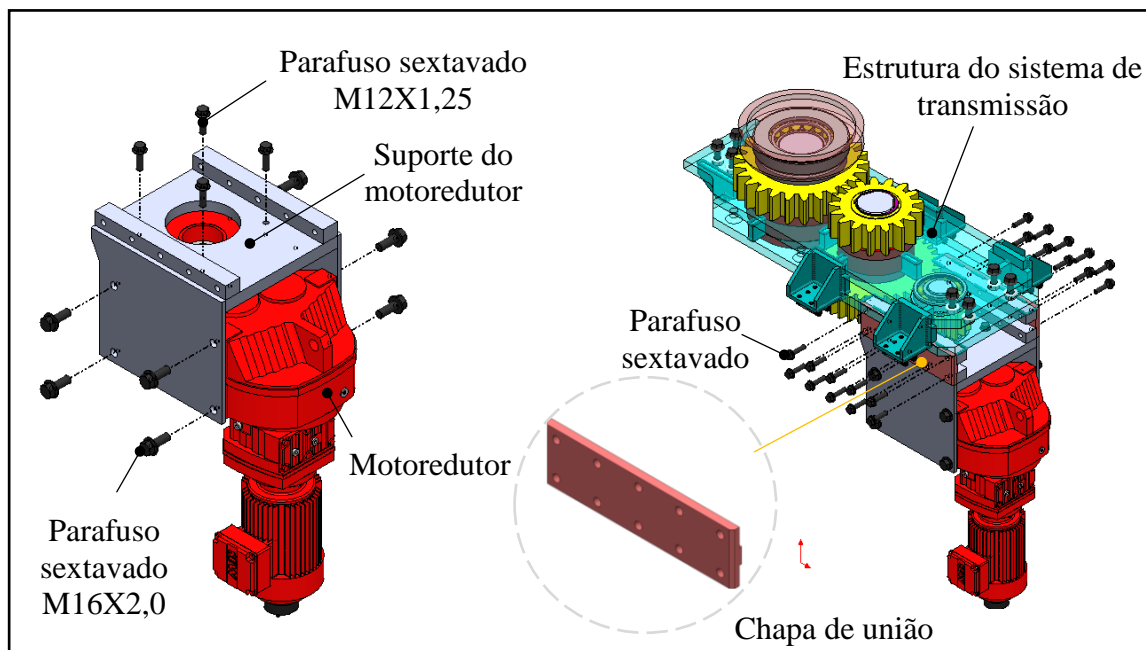


FIGURA 5.27 – Representação da sequência de montagem do motoredutor à estrutura do sistema de transmissão

FONTE: Acervo do autor

Na FIGURA 5.28 é apresentado de forma esquemática os pontos de fixação e de apoio da estrutura do sistema de transmissão na estrutura metálica de vigas e na estrutura de guias lineares, respectivamente.

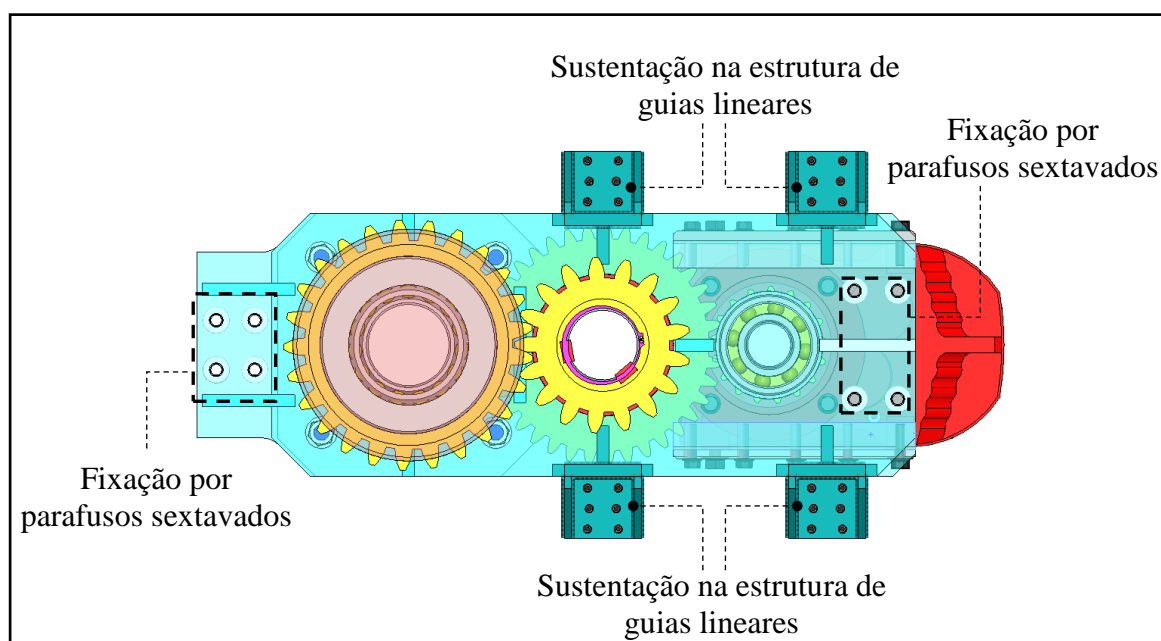


FIGURA 5.28 – Representação esquemática dos pontos de fixação e de apoio da estrutura de transmissão

FONTE: Acervo do autor

Na FIGURA 5.29 é mostrado a esquematização em perspectiva isométrica e vista dos componentes montados no eixo intermediário.

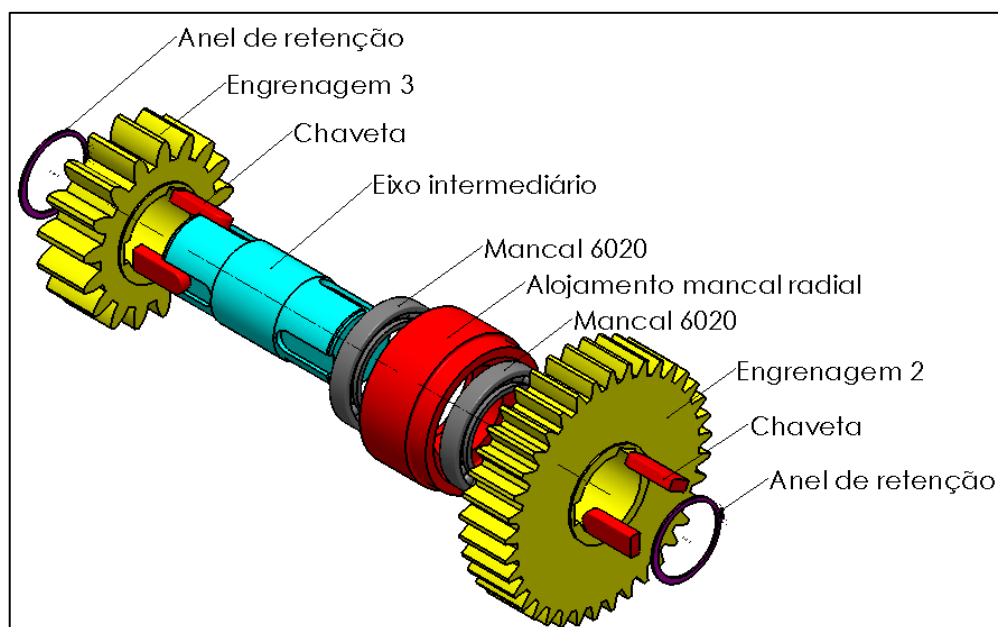


FIGURA 5.29 – Eixo intermediário: esquematização em perspectiva isométrica e vista explodida
FONTE: Acervo do autor

Complementando o sistema de transmissão, tem-se na FIG. 5.30 a representação esquemática dos elementos mecânicos que são acomodados no eixo de saída.

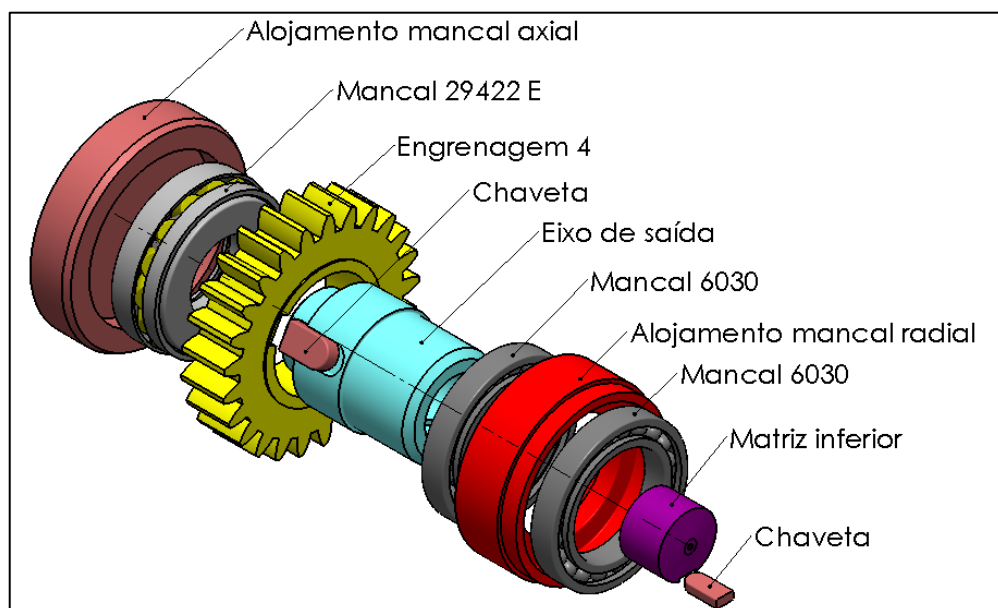


FIGURA 5.30 – Eixo de saída: esquematização em perspectiva isométrica e vista explodida
FONTE: Acervo do autor

5.7.2 Validação da estrutura do sistema de transmissão

O projeto estrutural do sistema de transmissão foi delineado de modo que o esforço de compressão aplicado durante o ensaio HPT não seja transferido a esse componente. Considerando a rigidez do chassi metálico, devido a espessura das chapas, pode-se desprezar a componente de força axial resultante do somatório de todos os elementos mecânicos alojados nessa estrutura.

Diante do que foi exposto, pode-se estabelecer, que a atuação de esforços transmitidos à estrutura é devido a decomposição das forças induzidas pelo momento de torção. Assim, a abordagem do cálculo das forças radiais atuantes nos eixos pode ser utilizada.

A FIGURA 5.31 mostra a distribuição da malha utilizada para a simulação por MEF e elementos de restrição e de aplicação de força utilizados na simulação.

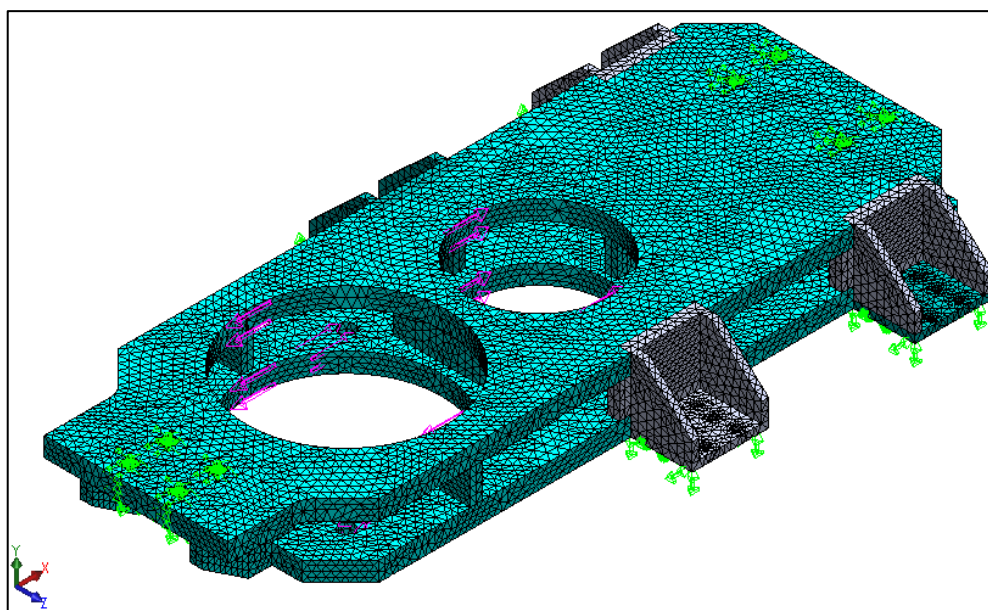


FIGURA 5.31 – Representação esquemática malha e elementos de simulação por MEF do corpo da estrutura do sistema de transmissão

FONTE: Acervo do autor

Assim sendo, ao estabelecer os dados de entrada necessários à simulação por MEF do corpo da estrutura do sistema de transmissão, obtém como resultado a distribuição de tensões segundo o critério de Von Mises o qual é mostrado na FIG. 5.32.

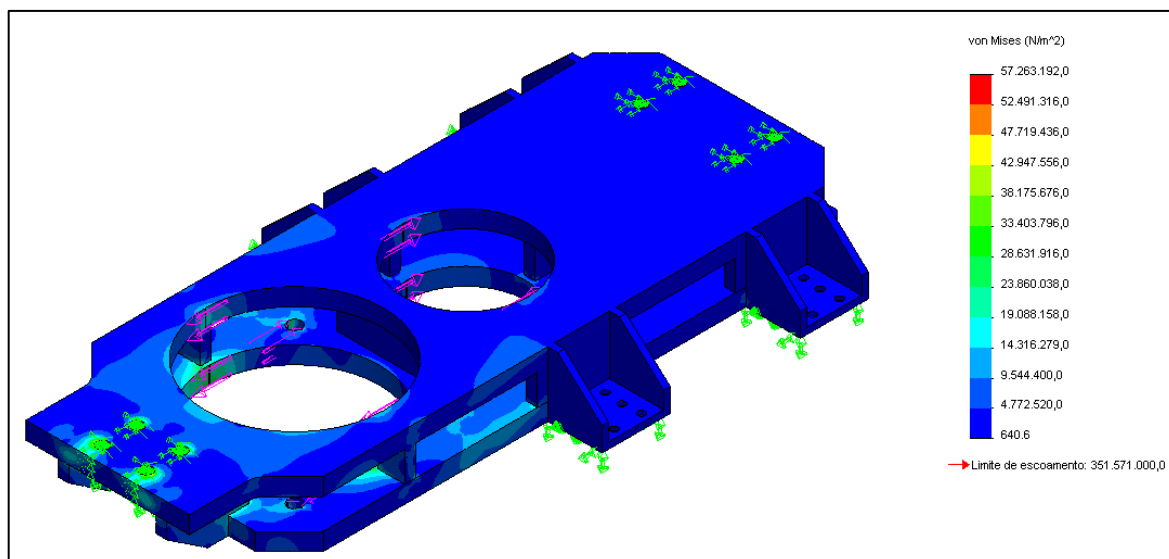


FIGURA 5.32 – Representação do resultado da validação do componente estrutura do sistema de transmissão quanto as tensões atuantes utilizando MEF

FONTE: Acervo do autor

Na FIGURA 5.33 é apresentado de forma ampliada o local de ocorrência das tensões máximas segundo o critério de Falha Von Mises para o componente analisado. Nesse caso, o valor da tensão máxima atuante é igual a $\sigma_{v,m}=57,30\text{Mpa}$ o que significa que o componente está adequadamente dimensionado pois a tensão limite de escoamento a tração do material é de $\sigma_y=350\text{Mpa}$.

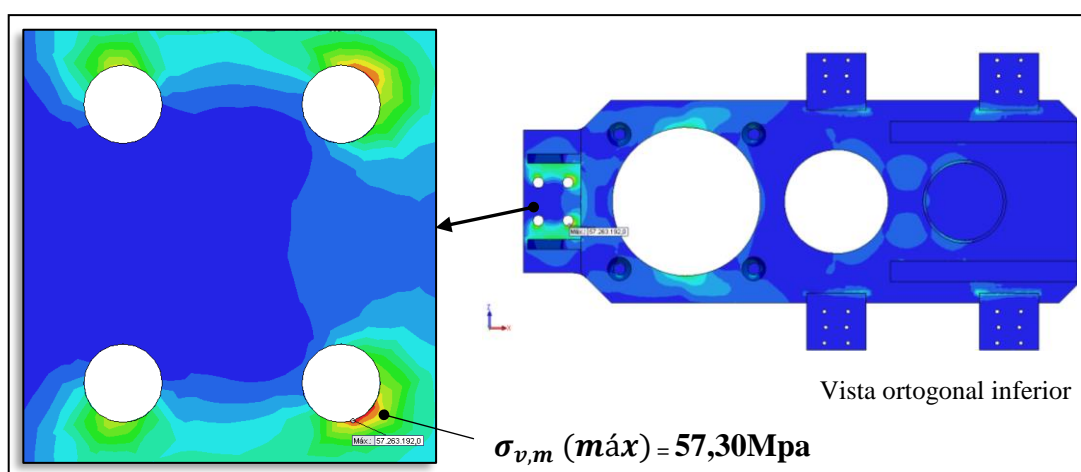


FIGURA 5.33 – Representação esquemática da ampliação da área de ocorrência de maior valor de tensão de Von Mises

FONTE: Acervo do autor

Assim, os resultados foram conforme o esperado, pois todo o esforço de torção aplicado ao componente é absorvido pelos pontos de interferência da estrutura com os parafusos de fixação

5.7 Características construtivas das estruturas metálicas do equipamento HPT

A FIGURA 5.34 mostra as características delineadas ao projeto conceitual da estrutura de sustentação do sistema de transmissão. Em essência, a estrutura metálica é formada por elementos estruturais vigas de aço de perfil I do tipo “W” e tubos de aço de seção quadrada.

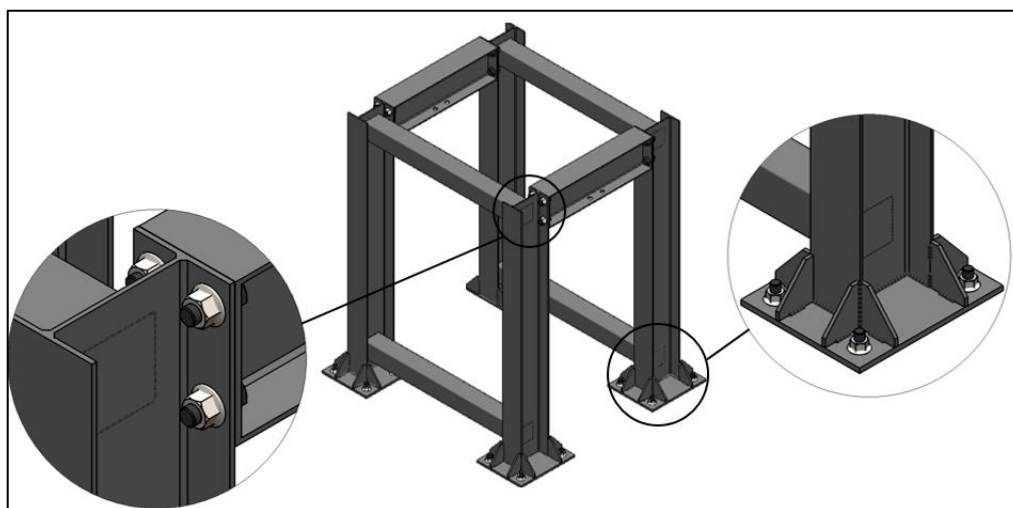


FIGURA 5.34 – Representação esquemática da estrutura metálica de viga destacando os componentes de fixação

FONTE: Acervo do autor

A estrutura metálica, à qual é fixada os trilhos do carro de translação das guias lineares, também foi projetada de forma conceitual e pode ser visualizada pela FIG. 5.35.

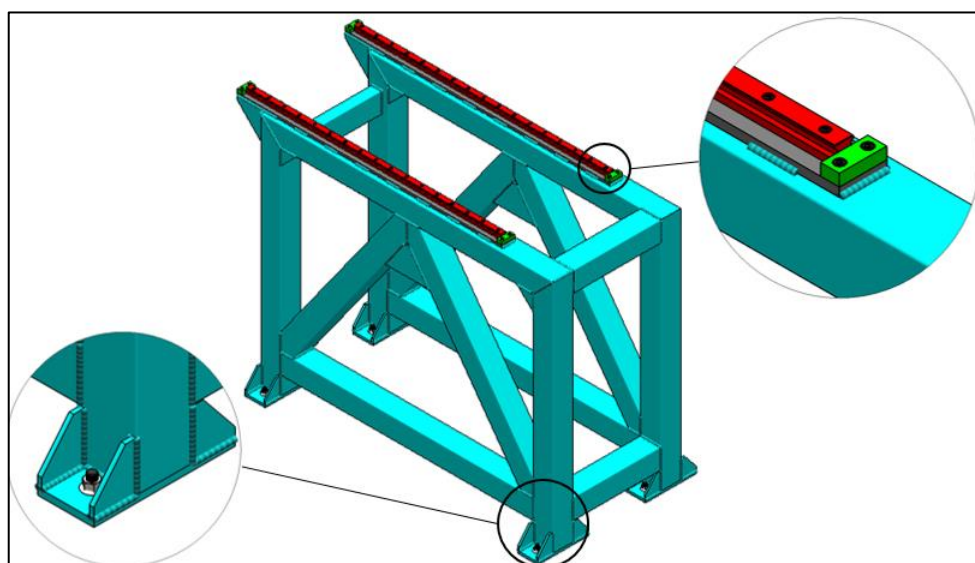


FIGURA 5.35 – Representação esquemática da estrutura metálica da estrutura de guias lineares

FONTE: Acervo do autor

5.8 Layout do equipamento HPT

5.8.1 Apresentação do layout do equipamento habilitado ao ensaio de compressão

Definidos os dimensionamentos, especificações e características construtivas dos componentes que integram o projeto é apresentado de forma sistêmica o resultado final do layout do equipamento HPT para o modo ensaios de compressão. Em outras palavras, é mostrado a instalação permanente dos elementos estruturais e mecânicos na periferia da máquina de ensaios de compressão de 200T, sem interferência na funcionalidade original dessa máquina.

Inicialmente é mostrado na FIG. 5.36 a montagem das estruturas metálicas necessárias a instalação dos componentes mecânicos de projeto.

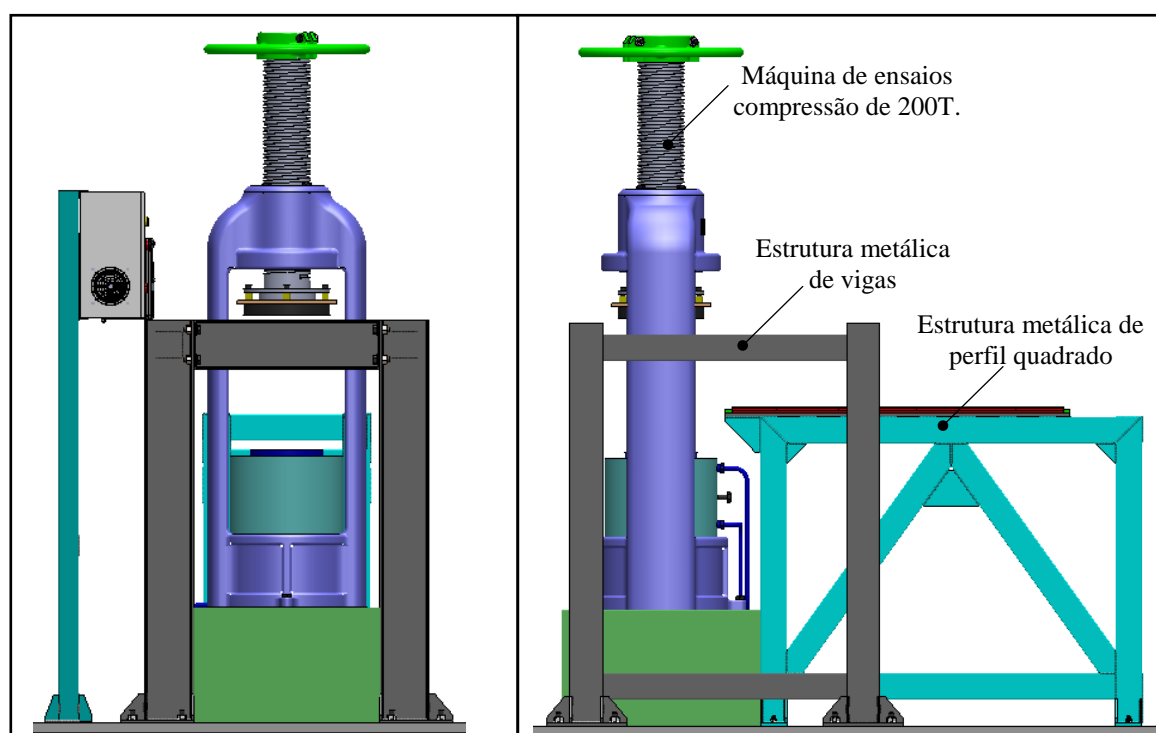


FIGURA 5.36 – Representação esquemática destacando a montagem das estruturas metálicas e a máquina de ensaios de compressão nas vistas ortogonais: ortogonal posterior (a); lateral esquerda (b);

FONTE: Acervo do autor

Para habilitar o movimento de translação da estrutura do sistema de transmissão pelo conjunto de trilhos perfilados guias lineares é necessário a remoção do componente viga o qual é destacado na FIG. 5.37.

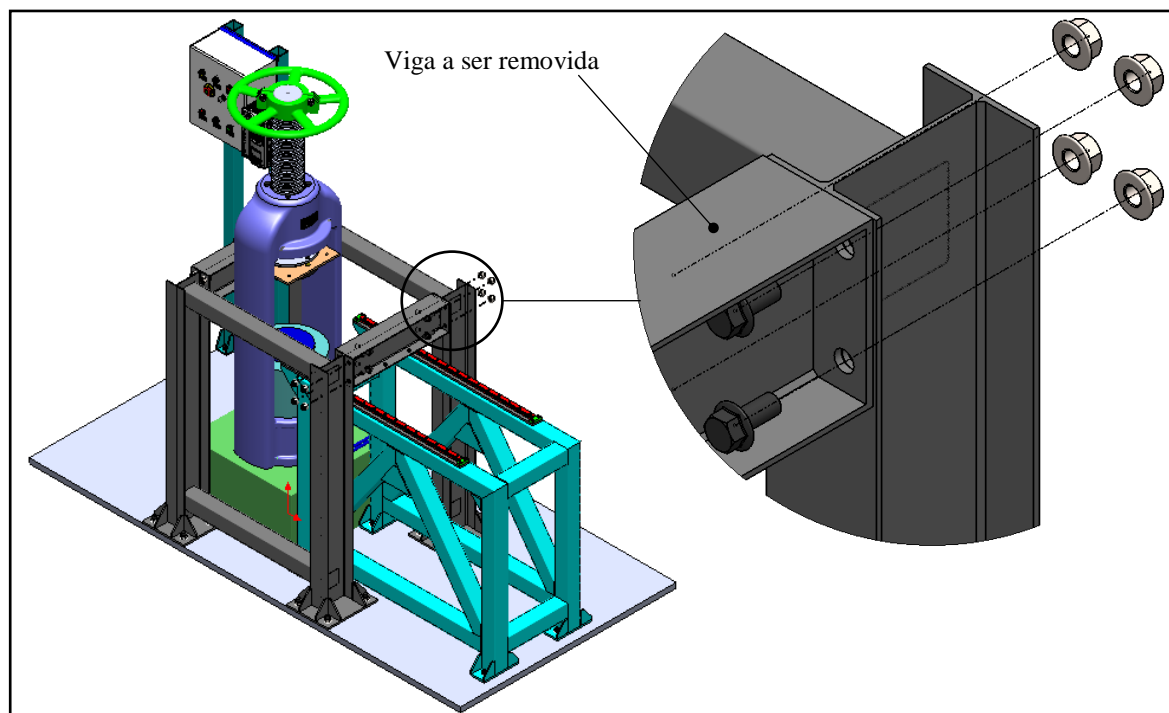


FIGURA 5.37 – Representação esquemática destacando a remoção do elemento viga nas vistas: perspectiva isométrica (a); vista de frente (b);

FONTE: Acervo do autor

A FIGURA 5.38 mostra a instalação da estrutura do sistema de transmissão sobre a estrutura de guias lineares. É possível observar que os carros de translação são acomodados na guia de trilhos perfilados.

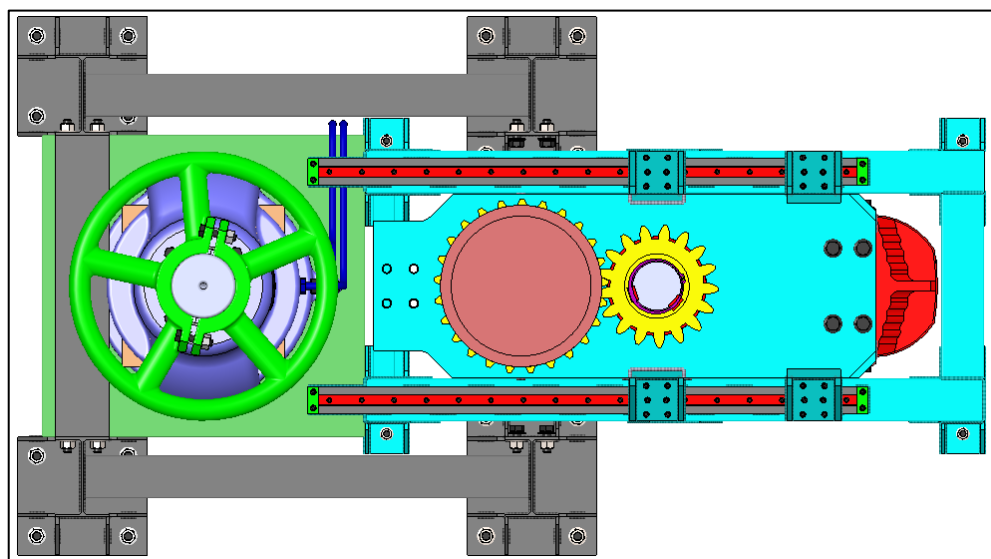


FIGURA 5.38 – Representação esquemática em vista superior destacando a montagem do sistema de transmissão instalado sobre a estrutura de guias lineares

FONTE: Acervo do autor

Como complemento à figura anterior tem-se destacado na FIG. 5.39 a montagem do sistema de transmissão nas guias lineares em vista isométrica.

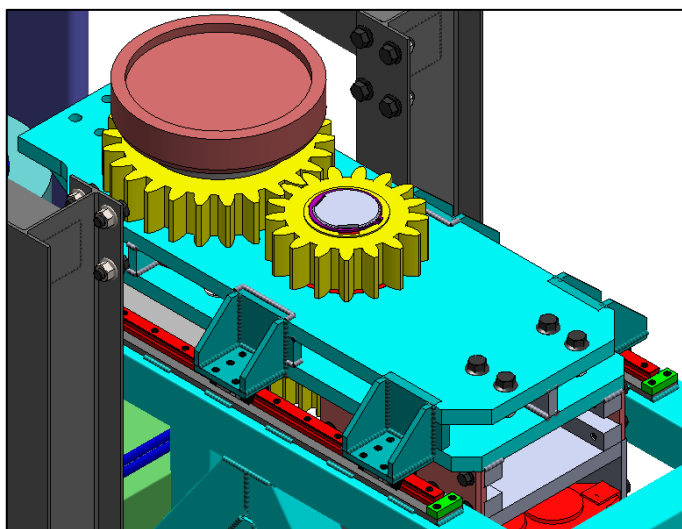


FIGURA 5.39 – Representação esquemática em vista isométrica da montagem do sistema de transmissão instalado sobre a estrutura de guias lineares

FONTE: Acervo do autor

Na FIGURA 5.40 é mostrada a vista em perspectiva de outro ângulo e a vista lateral esquerda.

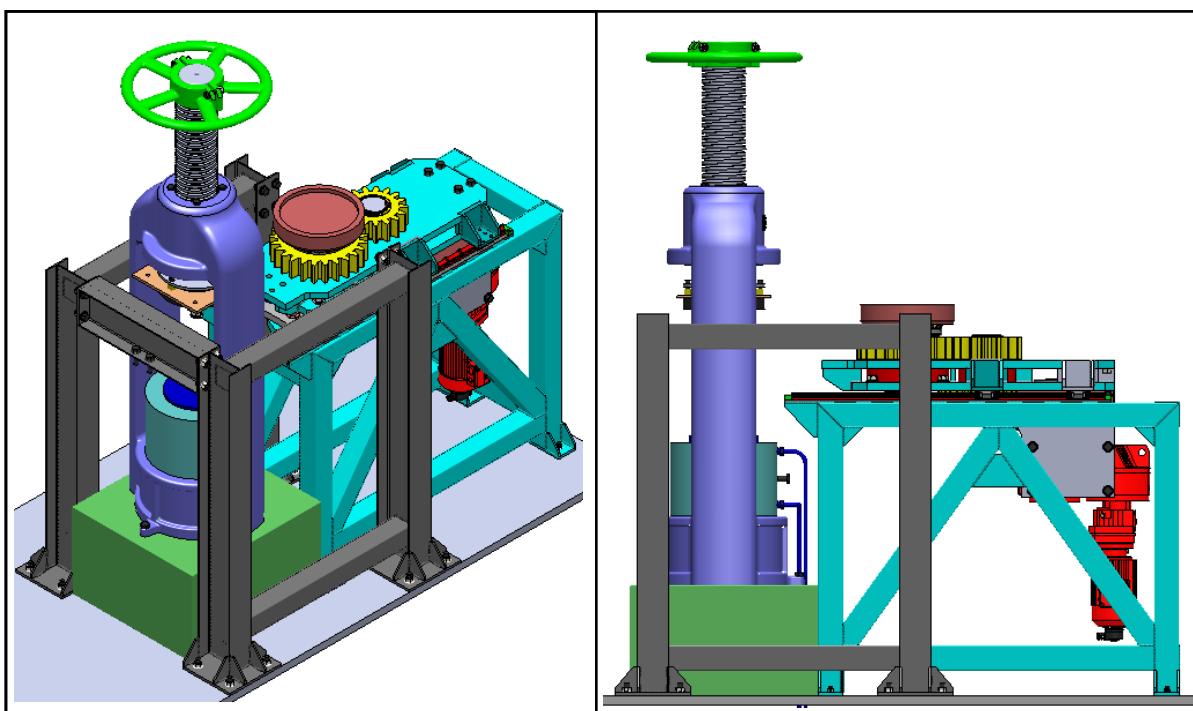


FIGURA 5.40 – Representação esquemática em vista isométrica e vista lateral esquerda da montagem do sistema de transmissão instalado sobre a estrutura de guias lineares

FONTE: Acervo do autor

Na FIGURA 5.41 é demonstrado a vista esquemática em corte transversal o conjunto do sistema de transmissão e a máquina de ensaios de compressão com o conjunto do volante deslocado axialmente. É possível observar que não há interferência desse último com os novos dispositivos instalados.

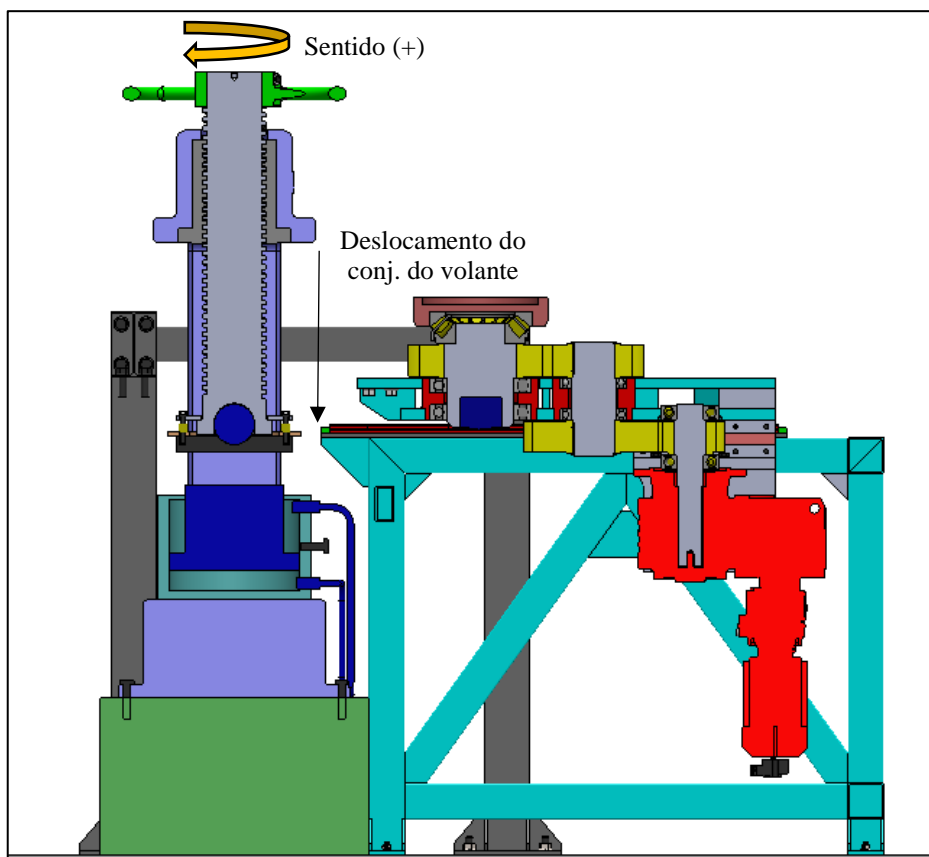


FIGURA 5.41 – Representação esquemática em vista de seção de corte transversal destacando os componentes instalados e a distância deslocada do conjunto do volante da máquina de compressão

FONTE: Acervo do autor

Com a possibilidade de movimento de translação do chassi do sistema de transmissão sobre as guias lineares tem-se satisfeita a necessidade requerida ao projeto que é a de remoção facilitada dessa estrutura para processamento dos ensaios de compressão.

5.8.1 Apresentação do layout do equipamento habilitado ao ensaio HPT

Como mostra a FIG. 5.42 é necessário o deslocamento do conjunto do volante da máquina de compressão para a posição de limite superior para que, dessa forma, seja possível o

alinhamento, por concentricidade, entre o alojamento do mancal axial e a base inferior do conjunto do volante.

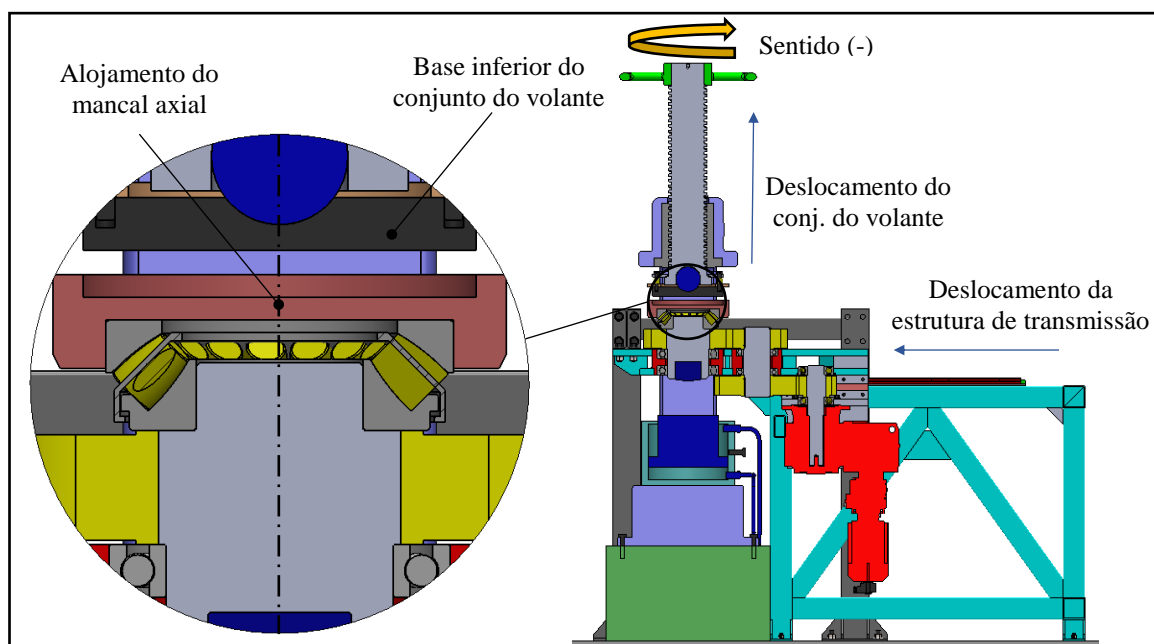


FIGURA 5.42 – Representação esquemática em vista de seção de corte transversal em detalhes destacando o alinhamento entre o alojamento do mancal axial e a base inferior do conjunto do volante

FONTE: Acervo do autor

Diante disso, pode-se unir a estrutura do sistema de transmissão ao componente estrutural de vigas por parafusos e porcas sextavados conforme a representação esquemática da FIG. 5.43 onde tem-se a seção de corte transversal da vista ortogonal superior do equipamento HPT.

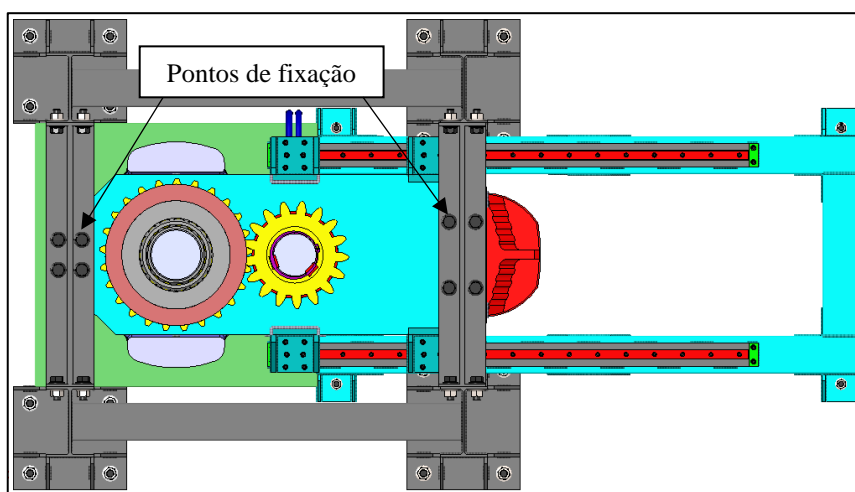


FIGURA 5.43 – Representação esquemática em vista em corte transversal da vista superior do equipamento destacando os pontos de fixação da estrutura

FONTE: Acervo do autor

Complementando a figura anterior tem-se representado na FIG. 5.44 a vista em perspectiva isométrica do equipamento HPT destacando os pontos de fixação na estrutura.

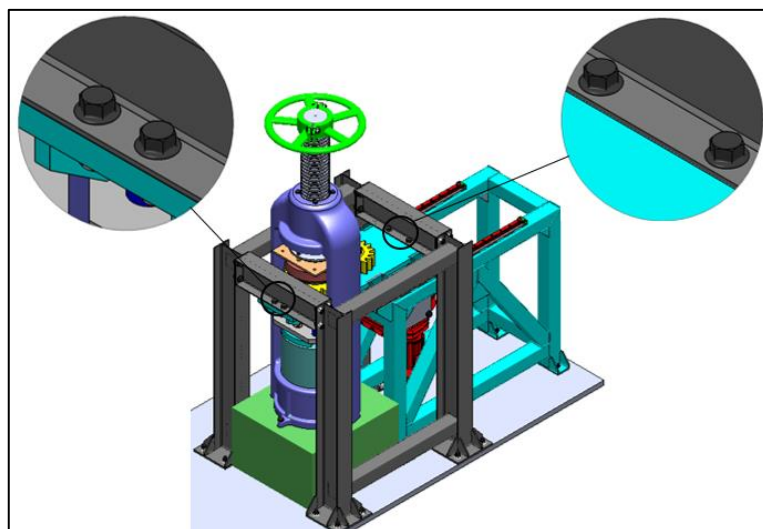


FIGURA 5.44 – Representação esquemática da vista perspectiva isométrica destacando os pontos de fixação por parafusos e porcas sextavados entre as estruturas

FONTE: Acervo do autor

A etapa seguinte da montagem é definida pela acomodação da base inferior do conjunto do volante no alojamento do mancal axial e é mostrada pela FIG. 5.45. Desse modo, tem-se restringido a absorção de esforço de compressão pela estrutura do sistema de transmissão.

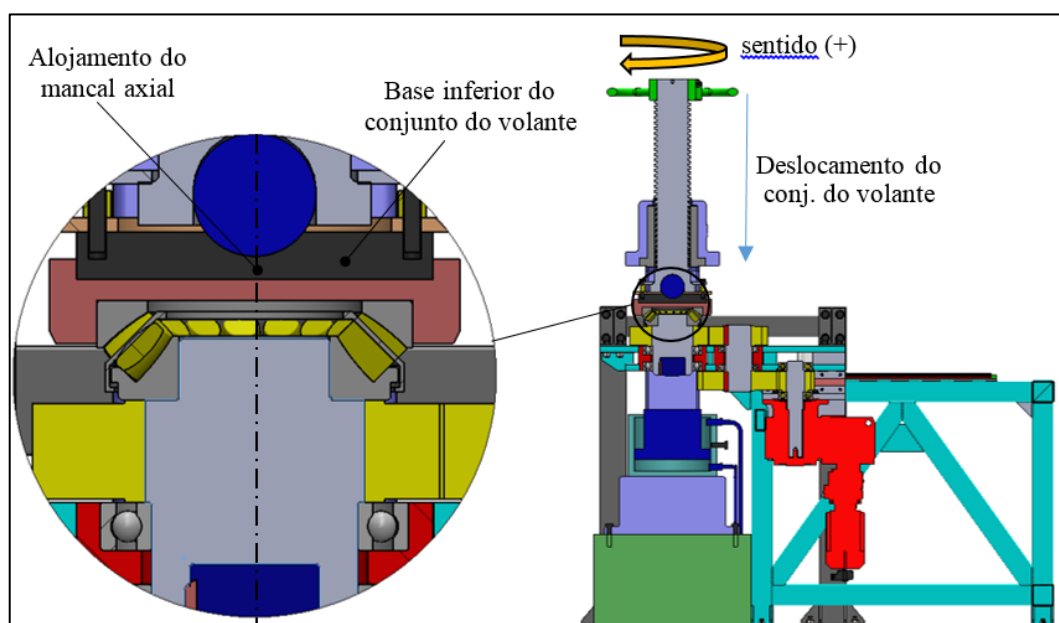


FIGURA 5.45 – Representação esquemática em vista de seção de corte transversal em detalhes destacando o alojamento do mancal axial e a base inferior do conjunto do volante

FONTE: Acervo do autor

Na FIGURA 5.46 tem-se a última etapa da montagem do equipamento HPT a qual é definida pela instalação do conjunto da matriz inferior à estrutura do sistema de transmissão.

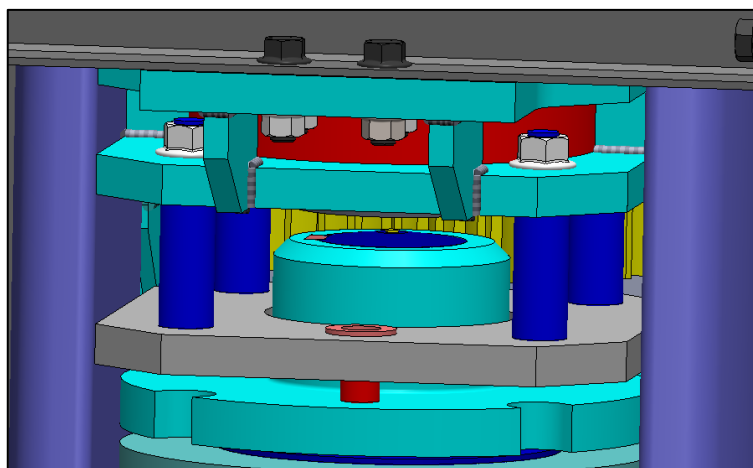


FIGURA 5.46 – Representação esquemática da vista sem orientação da montagem do conjunto da matriz inferior fixada ao sistema de transmissão

FONTE: Acervo do autor

Diante do que foi exposto, tem-se na FIG. 5.47 a montagem do equipamento HPT (high pressure torsion) adaptado a uma máquina de ensaio de compressão de 200 toneladas.

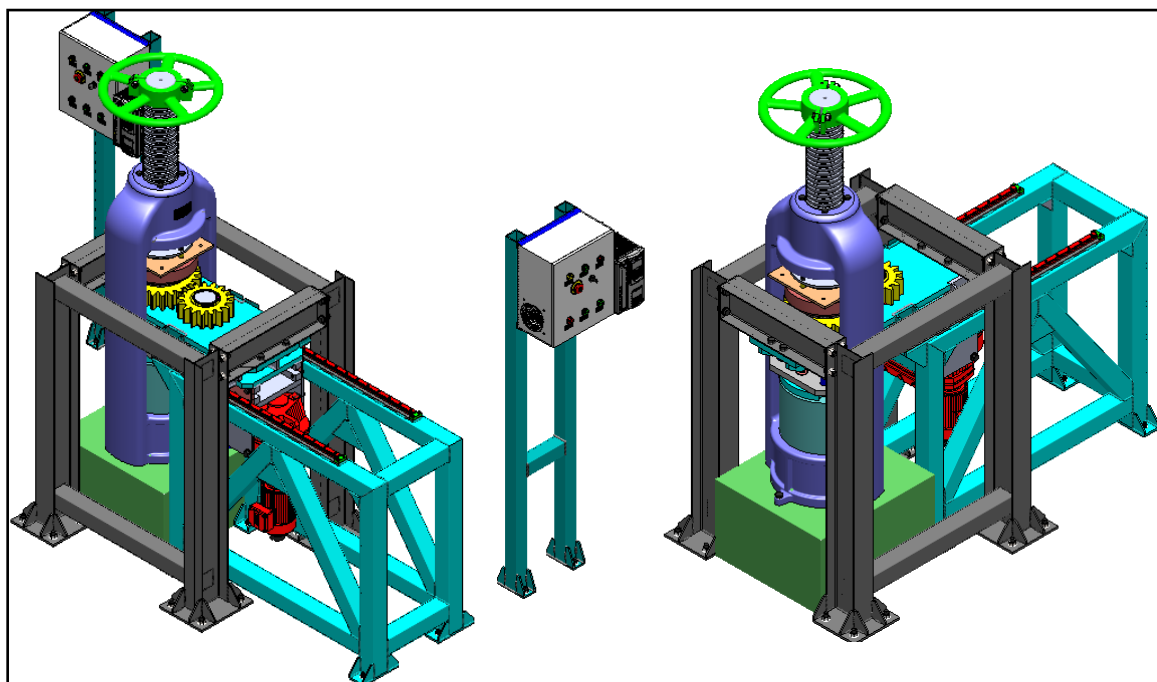


FIGURA 5.47 – Montagem do equipamento HPT (high pressure torsion) adaptado a uma máquina de ensaio de compressão de 200 T.

FONTE: Acervo do autor

Na FIGURA 5.48 tem-se a representação esquemática em corte de seção transversal da montagem de todos os componentes que integram o layout do equipamento HPT.

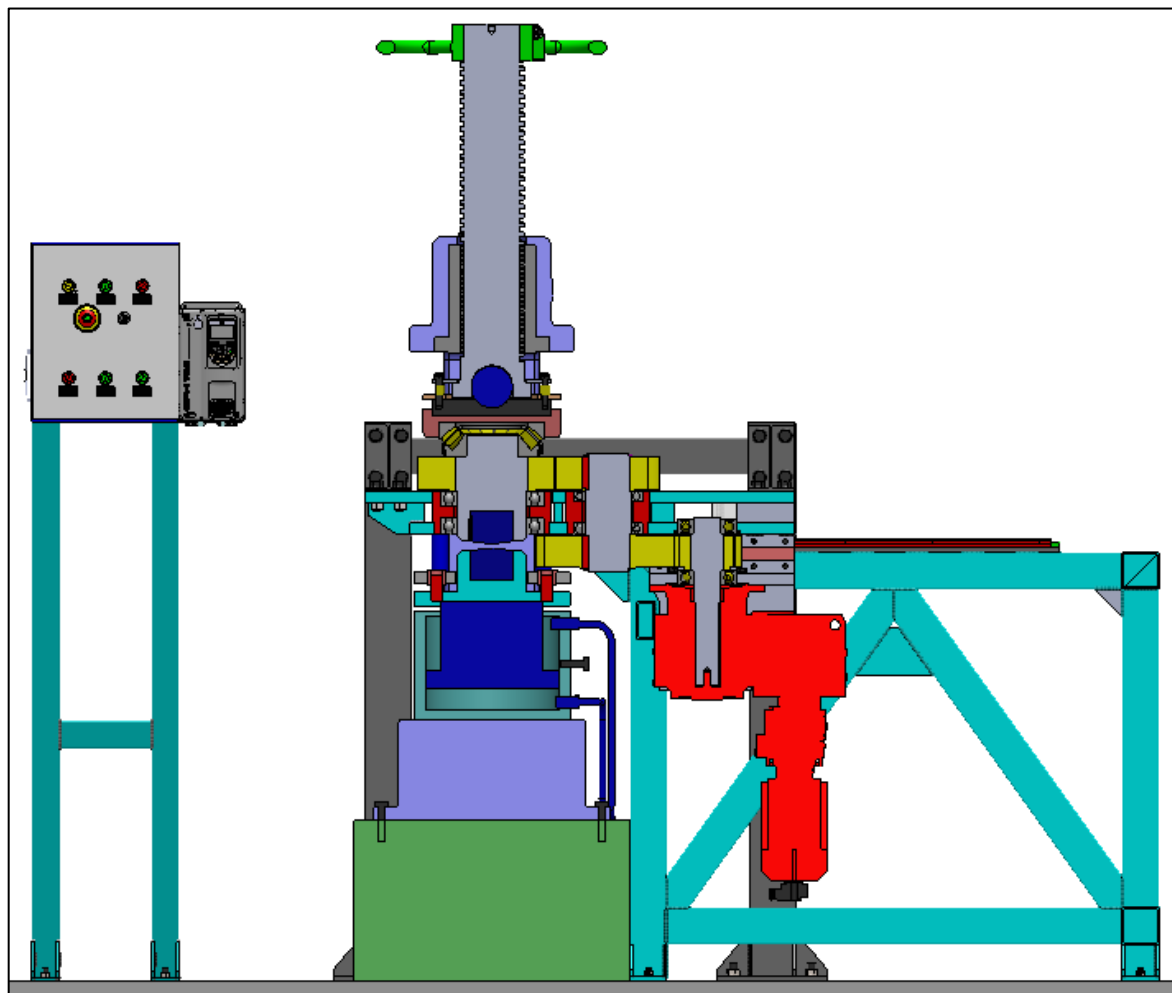


FIGURA 5.48 – Representação esquemática em corte seção transversal destacando os componentes do layout do equipamento HPT

FONTE: Acervo do autor

6 CONCLUSÃO

Considerando as referências da literatura observou-se que comumente o diâmetro de uma amostra HPT de formato cilíndrico é de 10mm devido a capacidade dos equipamentos disponíveis. Diante disso, a proposta de projeto para o desenvolvimento de um equipamento para ensaios HPT, adaptado à uma máquina de compressão de grande capacidade (200T.), apresenta-se como uma excelente alternativa para o processamento de amostras HPT com dimensões maiores.

A proposta para o projeto do equipamento de ensaio HPT onde é possível utilizar a máquina de compressão para o processamento de dois ensaios distintos de materiais (HPT e compressão) também foi positiva.

A concepção construtiva estabelecida no projeto do equipamento de ensaio HPT apresentou adequada facilitando a realização da montagem de desmontagem desse equipamento e seu posterior deslocamento.

O dimensionamento e especificação dos elementos mecânicos que integram o equipamento de ensaio HPT mostraram-se satisfatório visto que estes suportam adequadamente as elevadas cargas de compressão e torção impostas durante o ensaio.

Apesar do projeto do equipamento de ensaio HPT requerer o uso de componentes mecânicos de maior porte e possivelmente maior custo de fabricação, acredita-se que a utilização da máquina de ensaio de compressão possibilitará obter-se uma melhor relação custo benefício em relação a possíveis máquinas de grande capacidade específicas para o ensaio de HPT.

Espera-se que o desenvolvimento do projeto equipamento de ensaio venha a possibilitar sua construção e utilização em pesquisas investigatórias sobre os ensaios HPT para diversos materiais utilizando amostras de maiores dimensões.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Diante da abordagem apresentada nesse trabalho é possível estabelecer algumas diretrizes quanto a potenciais trabalhos a serem elaborados no futuro. Assim, no contexto do ensaio HPT, pode-se adotar a metodologia de concepção e projeto delineada pela pesquisa para o desenvolvimento de outros equipamentos para esse tipo de ensaio considerando outras unidades de compressão similares com capacidade de carga distinta.

Com o dimensionamento das matrizes inferior e superior pode-se estabelecer novas faixas de dimensões e tipos de materiais a serem processados pelo ensaio HPT. Além disso, pode-se avaliar a possibilidade de utilização de amostras em formato de anel no ensaio no sentido de possibilitar o processamento de amostra com dimensões ainda maiores.

Com a análise numérica utilizando o método por elementos finitos pode-se validar os componentes estruturais que sustentam os conjuntos do sistema de transmissão e de guias lineares. Os elementos mecânicos de fixação desses componentes, como os parafusos, também podem ser dimensionados.

Melhoria do sistema de movimentação por guias lineares da unidade de transmissão de torção do equipamento visando não só a automatização da montagem e desmontagem do equipamento de ensaio HPT, como também o transporte do conjunto da unidade por rodízios.

Pode ser desenvolvido o detalhamento dos componentes mecânicos, estruturais e especificação da parte elétrica e de controle visando a construção do equipamento de ensaio de HPT.

O levantamento dos custos de material, fabricação e mão de obra de montagem do equipamento de ensaio de HPT também poder ser feito. Além disso, pode-se desenvolver, como medida de segurança, um sistema de proteção às partes expostas das engrenagens

ABSTRACT

The High-Pressure Torsion (HPT) processing is a Severe Plastic Deformation (SPD) technique whereby attains excellent grain refinement in polycrystalline materials through imposition of very high strain rate. The HPT method consists in applying compression load simultaneously to a torsional straining on a small disk sample which is placed between two anvils. The bulk Ultrafine-Grained (UFG) materials achieved by HPT processing leads to enhancement of material's mechanical properties unusually found in any others SPD techniques or conventional thermomechanical process. Thus, this presented Master's Thesis approaches the development of High Pressure Torsion (HPT) device as a virtual prototype designed by 3D CAD-platform software assembled in a compression-testing machine with load capacity of 200 tons. In addition, the dimensioning and specification of the mechanical and electrical components of the equipment proposed was undertaken by the analytical methods and Finite Elements Methods (FEM) using CAE-platform. Furthermore, the HPT design was outlined considering the technical parameters required for HPT processing such as torque, hydrostatic pressure, materials types and sample's diameter. The internal dimensions of the compression machine were also taken into account. The HPT twisting unit which induces the torsional shear straining in the specimen it's formed by a transmission system of involute spur gear teeth. For allowing the processing of two distinct types of testing materials using the same apparatus it was added a movement system constituted primarily by profile rail guides. Therefore, the longitudinal movement enables the assembling and disassembling of the HPT device.

Keywords: Severe Plastic Deformation (SPD); High-Pressure Torsion Testing (HPT); Mechanical Design of a High-Pressure Torsion Equipment;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AGMA 2001 D04 - *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*. AGMA Standard: Revision of ANSI/AGMA 2001-C95. 2004. 66p.
2. AGMA 908-B89 - *Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur Helical and Herringbone Gear Teeth*. 1989.
3. BRIDGMAN, P. W. *On Torsion Combined with Compression*. Journal of Applied Physics, 1943. v. 14, p. 273-283.
4. BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica*. 8. ed. Porto Alegre: Mc Graw Hill, 2011. 1073 p.
5. CALADO, W. R. *Ultra-refino de Grão através de Deformação Plástica Severa por Ensaio de Torção: simulação do Processo ARB*, Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), 2012. 234p.
6. CALLISTER, W.D. *Materials Science and Engineering: An Introduction*. 7. ed. New York: John Wiley & Sons, Inc. 2007. 975 p.
7. CALLISTER, W.D. *Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução*. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 705 p.
8. CARVALHO, J. R.; MORAES, P. L. *Orgãos de Máquinas: Dimensionamentos*. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1978. 376 p.
9. DRIVE GATE SEW EURODRIVE®; blocos CAD 3D. Disponível em: <<https://portal.drivagate.biz/irj/portal/drivecad>>. Acesso em 15/11/2016.

10. DIETER, G.E. *Metalurgia Mecânica*. 2. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1981. 653 p.
11. EDALATI, K.; HORITA, Z. *Scaling-Up of High Pressure Torsion Using Ring Shape*. *Materials Transactions*, 2009. v. 50, nº 1, p. 92 a 95.
12. EDALATI, K.; HORITA, Z.; LANGDON, T. G. *The Significance of slippage in Processing by High-Pressure Torsion*. *Scripta Materialia*, 2009. v. 60, p. 9 a 12.
13. EDALATI, K.; HORITA, Z. *Universal Plot for Hardness Variation in Pure Metals Processed by High Pressure Torsion*. *Materials Transactions*, 2010. v. 51, nº 5, p. 1051 a 1054.
14. EDALATI, K.; HORITA, Z. *A Review on High-Pressure Torsion (HPT) from 1935 to 1988*. *Materials Science & Engineering A*, 2016., p. 325 a 352.
15. ERICH SCHIMD ISNTITUTE OF MATERIALS SCIENCE (ESI). *Nanomaterials by Severe Plastic Deformation*. Disponível em: esi.oeaw.ac.at/researchtheme/nanomaterials-severe-plastic-deformation>. Acesso em 01/03/2017.
16. FRANÇA, J. L.; VASCONCELLOS, A.C.; *Manual para Normalização de Publicações Técnico-Científicas*. 8. ed. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2009. 240p.
17. GARCIA, A.; SPIM, J. A.; SANTOS, C. A.; *Ensaio dos Materiais*. 2 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015. 364p.
18. GERE, J. M. *Mechanics of Materials*. 6. ed. Belmont: Brooks Cole, 2004. 964 p.
19. HIBBELER, R. C., *Resistência dos Materiais*. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010. 637p.
20. HOHENWARTER, A. et. al. *Technical Parameters Affecting Grain Refinement by High Pressure Torsion*. *International Journal of Materials Research*, 2009. v. 100, nº 12, p.1653-1661.

21. HOSFORD, W.F.; CADDELL, R.M. *Metal Forming: Mechanics and Metallurgy*. 3. ed. New York: Cambridge University Press, 2007. 309 p.
22. JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. *Fundamento do Projeto de Componentes de Máquinas*. 4. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008, 518 p.
23. KAWASAKI, M.; LANGDON, T.G. *Principles of Superplasticity in Ultrafine-Grained Materials*. Journal Materials Science, 2007. v. 42, p. 1782-1796.
24. KAWASAKI, M.; FIGUEIREDO, R. B.; LANGDON, T. G. *An Investigation of Hardness Homogeneity throughout Disks Processed by High-Pressure Torsion*. Acta Materialia, 2011, v. 59, p. 308-316.
25. LABPROJMEC; Disponível em: <<https://sites.google.com/site/labprojmec/elementos-mecanicos/>>. Acesso em 30/01/2017.
26. LEE, Yung-Li et. al. *Fatigue Testings and Analysis: Theorie and Pratices*. Oxford: Elsevier, 2005. 417 p.
27. MARGIELA, D.; NEYT, T. *Development of a High-Pressure Torsion Device*. Dissertação de Mestrado apresentada a University of Gent, Belgium, 2013, 195p.
28. MELCONIAN, S. *Elementos de Máquinas*. 9 ed. São Paulo, Editora Érica: 2009, 376p.
29. MORILLA, J. C. *Critérios de Resistência*. São Paulo: Unisanta, [s.d], disponível em: <<http://cursos.unisanta.br/mecanica/ciclo6/0652-rm2.html>>. Acesso em: 21/05/2016.
30. NORTON, R. L. *Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada*. 4 ed. Porto Alegre, Bookman: 2013, 1028p.
31. PROVENZA, F. *Projetista de Máquinas*. 71 ed. São Paulo, Editora Provenza: 1990, 486p.

32. SABBAGHIANRAD, S.; KAWASAKI, M.; LANGDON, T. G. *Microstructural evolution and the mechanical properties of an aluminum alloy processed by high-pressure torsion*. Journal Materials Science, 2012. v. 47, p. 7789-7795.

33. SEW EURODRIVE®: *Catálogo motoredutores* Edição 08/2007, 825p.

34. SKF®: *Catálogo de Rolamentos*. 2015 1382p.

35. VALIEV, R. Z. et. al. *Producing Bulk Ultrafine Grained Materials by Severe Plastic Deformation*. The Journal of The Minerals, Metals & Materials Society, 2006. v. 58, p. 33-39.

36. WETSCHER, F.; VORHAUER, A.; PIPPAN, R. *Strain Hardening during High Pressure Torsion Deformation*. Materials Science and Engineering, 2005. V. 410-411, p. 213-216.

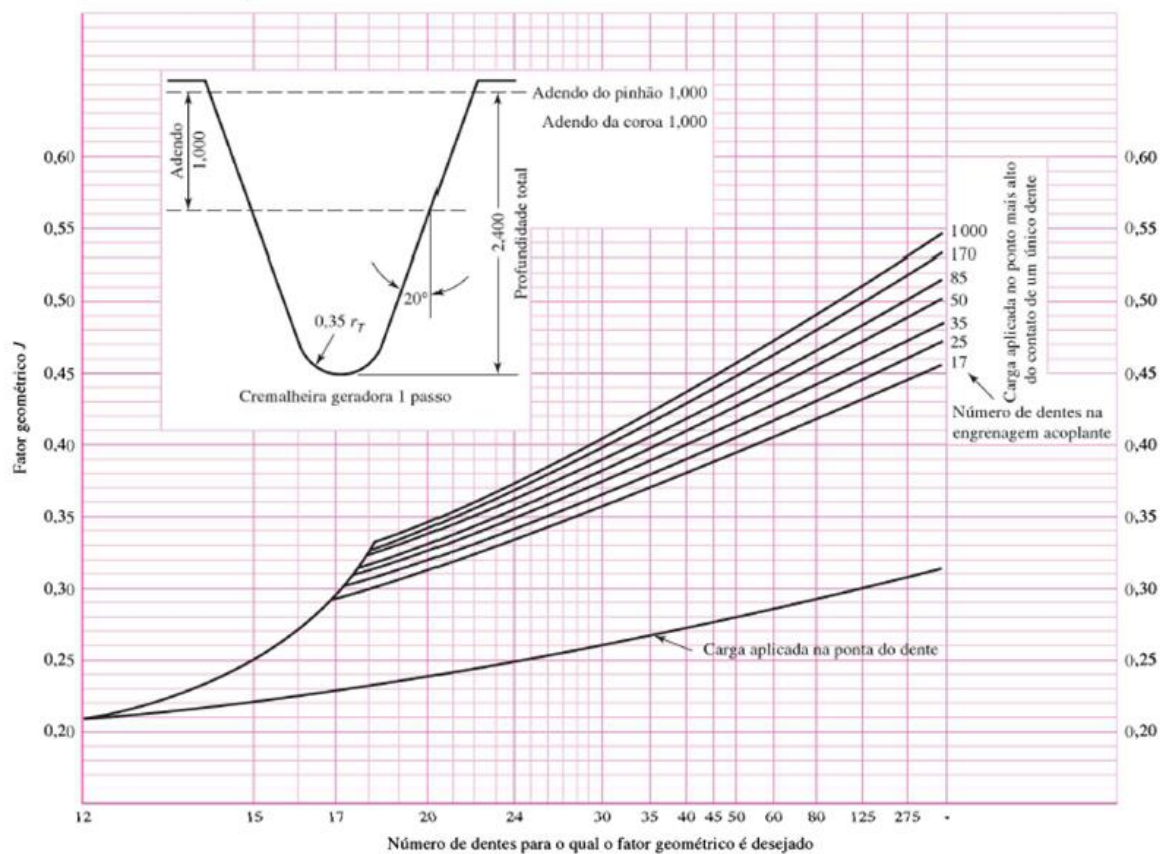
37. ZEHETBAUER, M. J.; ZHU, Y.T.; *Bulk Nanostructured Materials*; 2009. Wiley VCH, 736 p. (disponível em google books).

38. ZHILYAEV, A.P.; McNELLEY, T.R.; LANGDON, T.G. *Evolution of Microstructure and Microtexture in FCC Metals During High-Pressure Torsion*. Journal Materials Science, 2007. v. 42, p. 1517-1528.

39. ZHILYAEV, A.P.; LANGDON, T.G. *Using High-Pressure Torsion for Metal Processing: Fundamentals and Applications*. Progress in Materials Science, 2008. v. 53, p. 893-979.

ANEXO A - Fator geométrico (Y_J ou J) e fator de dist. de carga (K_M ou K_H)

Use a figura abaixo para obter o fator geométrico J para engrenagens cilíndricas de dentes retos com um ângulo de pressão de 20° e dentes de profundidade completa



FONTE: BUDYNAS E NISBETT; (2011), p. 759.

Tabela 12-16

Fatores de distribuição de carga K_m

Largura da face		
in	(mm)	K_m
< 2	(50)	1,6
6	(150)	1,7
9	(250)	1,8
≥ 20	(500)	2,0

FONTE: NORTON; (2013), p. 715.

ANEXO B - Fator de coeficiente elástico (Z_E ou C_p)

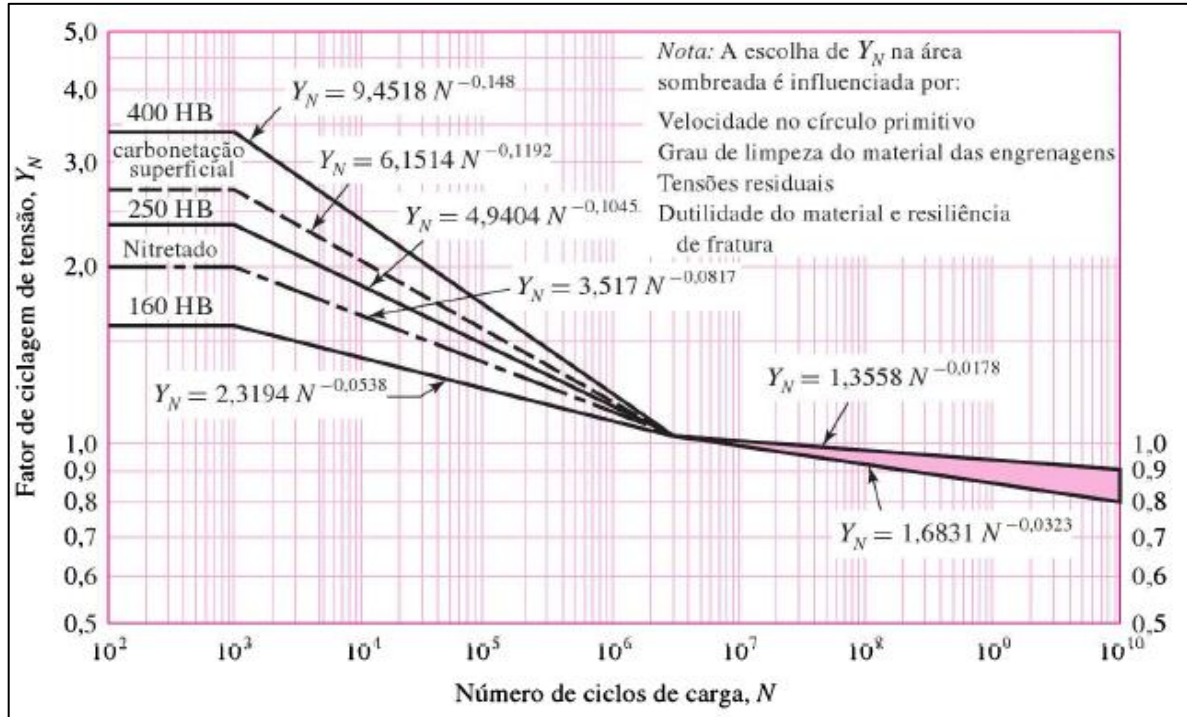
Tabela 12-18 O coeficiente elástico C_p da AGMA em unidades de (psi) 0,5 ([MPa]0,5)* †

Material pinhão	E_p psi (MPa)	Material da engrenagem					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro fundido	Alumínio bronze	Estanho bronze
Aço	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio bronze	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho bronze	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

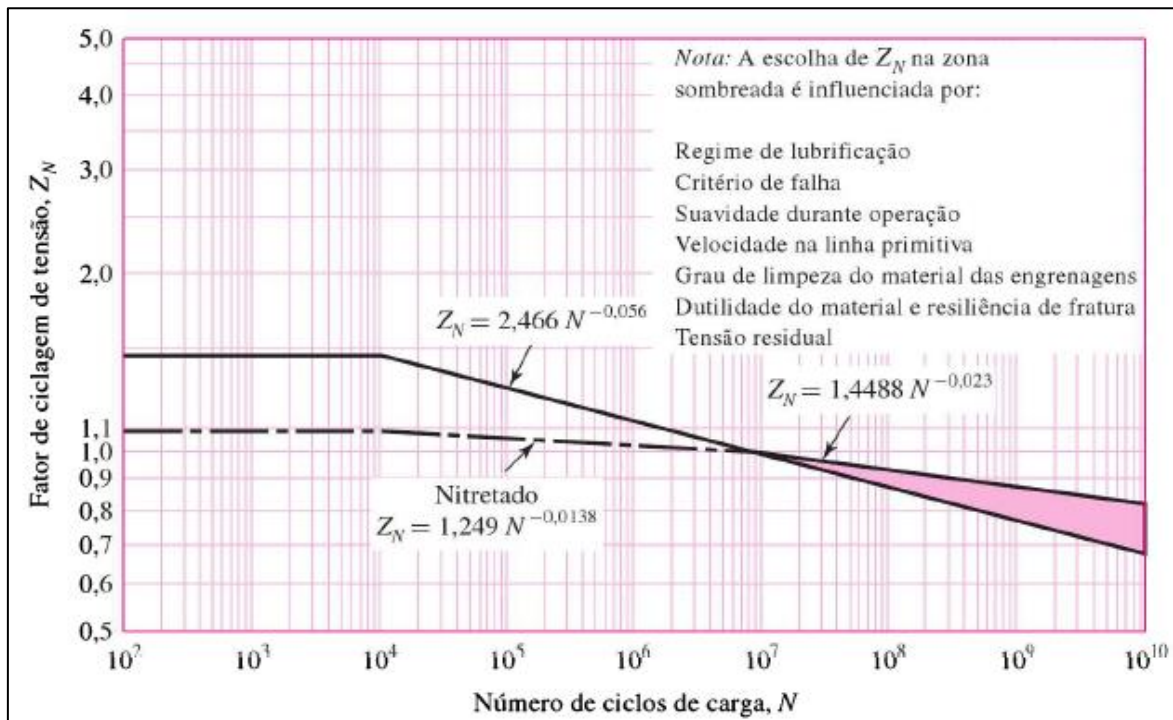
† Os valores de E_p nesta tabela são aproximados e $\nu = 0,3$ foi usado como um coeficiente de Poisson aproximado para todos os materiais. Se números mais precisos para E_p e ν estiverem disponíveis, eles devem ser usados na Equação 12.23 para obter C_p .

FONTE: NORTON; (2013), p. 720

ANEXO C – Curvas do fator de ciclagem de tensão (Y_N e Z_N)

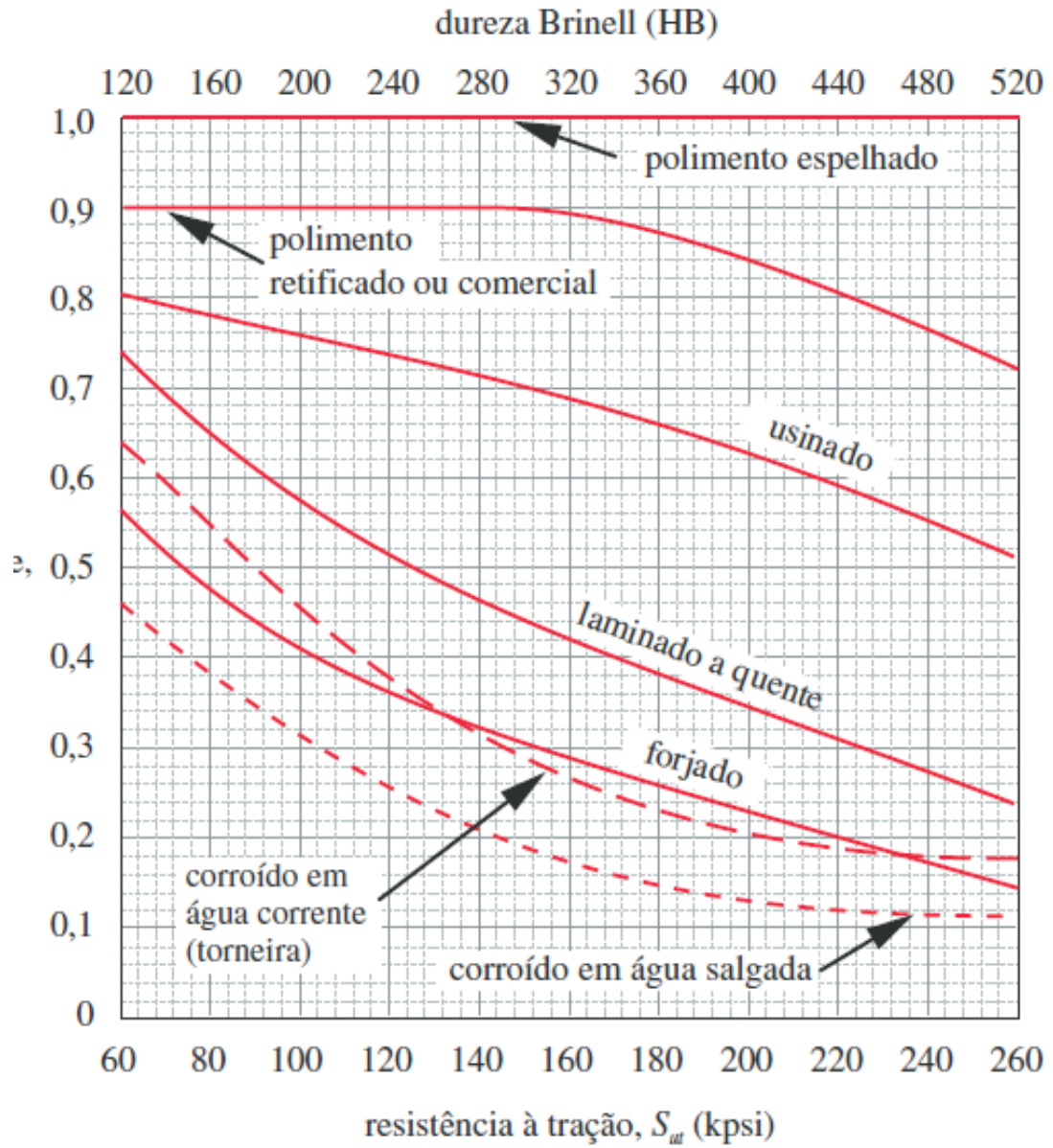


FONTE: BUDYNAS E NISBETT; 2011 P. 769.



FONTE: BUDYNAS E NISBETT; 2011 P. 769.

ANEXO D - Fator de superfície para diversos tipos de acabamento superficial (C_s)



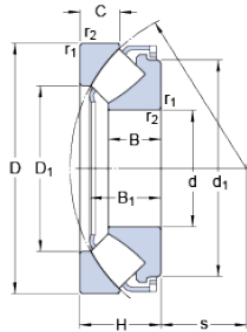
FONTE: NORTON; (2013), p. 332.

ANEXO E - Características dimensionais dos rolamentos do projeto

29422 E

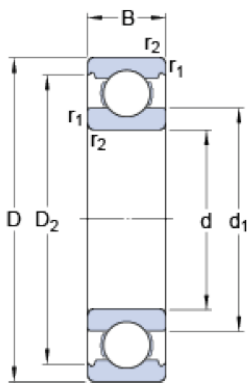
SKF Explorer

Dimensões



d	110	mm
D	230	mm
H	73	mm
d_1	≈ 199	mm
D_1	≈ 156	mm
B	47	mm
B_1	64.7	mm
C	34.7	mm
s	69	mm

Dimensões



6020

d	100	mm
D	150	mm
B	24	mm
d_1	≈ 115.95	mm
D_2	≈ 138.3	mm
$r_{1,2}$	min. 1.5	mm

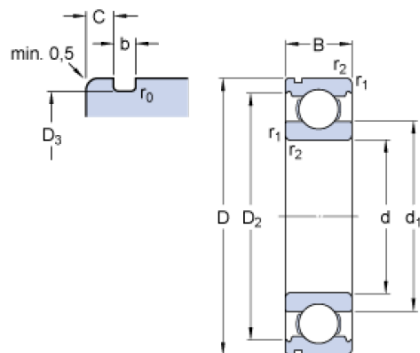
6030

d	150	mm
D	225	mm
B	35	mm
d_1	≈ 174.15	mm
D_2	≈ 205.3	mm
$r_{1,2}$	min. 2.1	mm

6312 N

SKF Explorer

Dimensões



d	60	mm
D	130	mm
B	31	mm
d_1	≈ 81.86	mm
D_2	≈ 112.2	mm
D_3	125.22	mm
D_4	139.7	mm
b	3.1	mm
C	4.06	mm
r_0	max. 0.6	mm
$r_{1,2}$	min. 2.1	mm

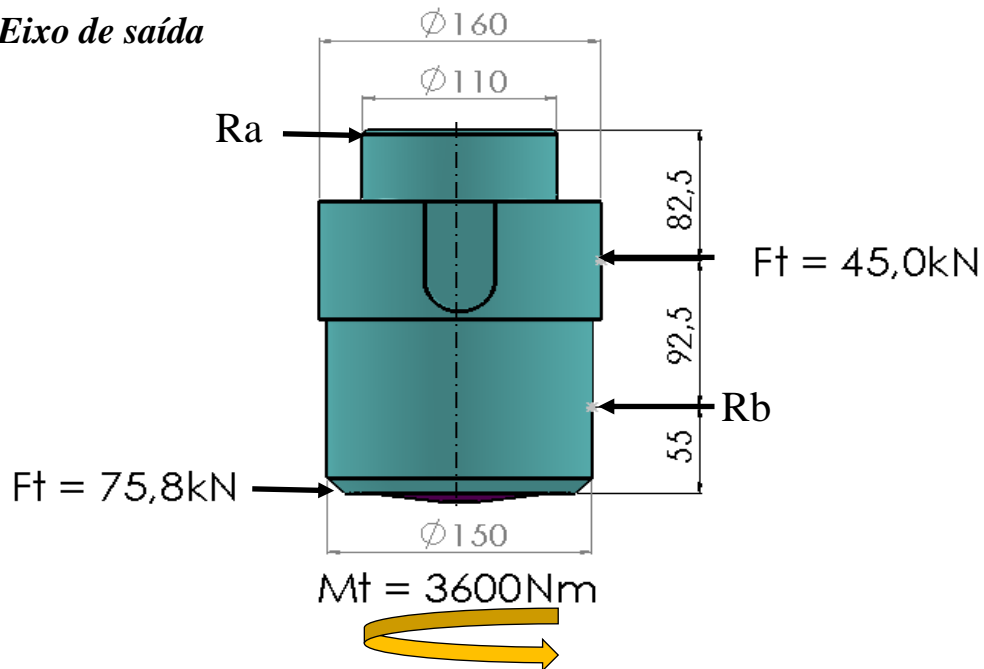
FONTE: SKF® EXPLORER

APENDICE 1 – Disposição dos principais parâmetros técnicos requeridos ao equipamento HPT

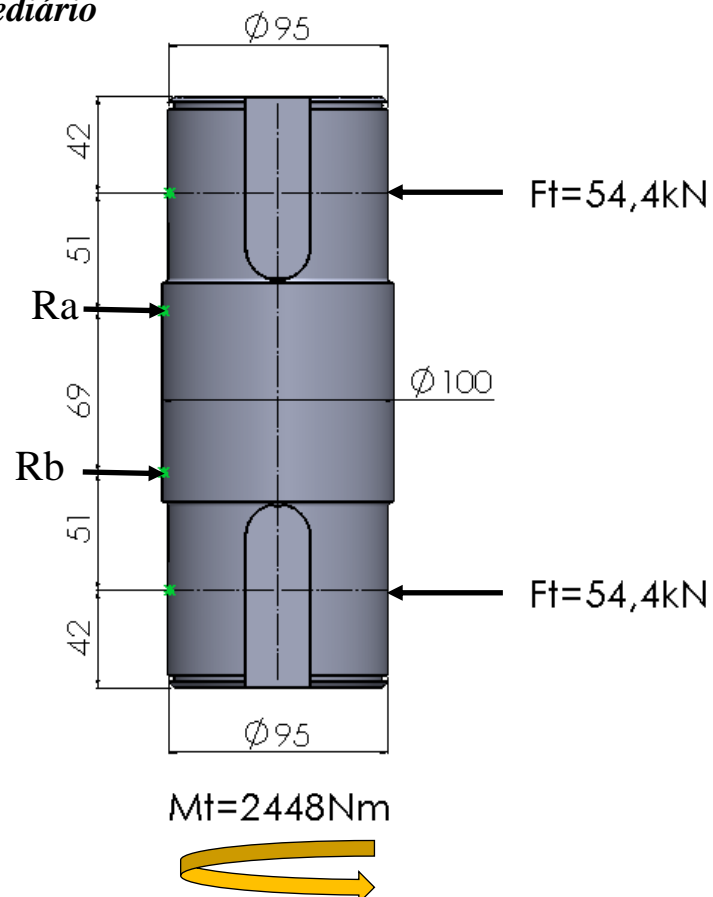
TORQUE REQUERIDO EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO E PRESSÃO ADOTADOS											
Pressão (GPa)			1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Força requerida (kN)			2000	2000	2000	2000	2000	1600	1100	550	400
Diâmetro (mm)			50	40	35	30	25	20	15	10	8
Materiais		σ (Mpa)	Torque (Nm)								
Metais puros	Fe (99,99%)	540	17671	9048	6061	3817	2209	1131	477	141	72
	Al (99,99%)	113	3698	1893	1268	799	462	237	100	30	15
	Cu (99,99%)	390	12763	6535	4378	2757	1595	817	345	102	52
	Ni (99,99%)	45	1473	754	505	318	184	94	40	12	6
	Ti (99,40)	398	13025	6669	4467	2813	1628	834	352	104	53
	Mg (99,9%)	196	6414	3284	2200	1385	802	411	173	51	26
	Mo (99,9%)	350	11454	5864	3929	2474	1432	733	309	92	47
Ligas de Fe-C (baixo e médio carbono)	1010	365	11945	6116	4097	2580	1493	764	323	96	49
	1020	469	15348	7858	5264	3315	1918	982	414	123	63
	1030	524	17148	8780	5882	3704	2143	1097	463	137	70
	1040	586	19177	9819	6578	4142	2397	1227	518	153	79
	1060	472	15446	7908	5298	3336	1931	989	417	124	63
Ligas de Magnésio	ZK 60A	338	11061	5663	3794	2389	1383	708	299	88	45
	AZ 31	290	9490	4859	3255	2050	1186	607	256	76	39
	AZ 61	280	9163	4691	3143	1979	1145	586	247	73	38
Ligas de titânio	Ti -6Al -7Nb	1000	32725	16755	11225	7069	4091	2094	884	262	134
	Ti- 6Al -4V	900	29452	15080	10102	6362	3682	1885	795	236	121
Ligas de Alumínio	Al 7075	228	7461	3820	2559	1612	933	478	201	60	31
	Al 6061	124	4058	2078	1392	877	507	260	110	32	17
Aço Inoxidável	F 53 Super Duplex	760	24871	12734	8531	5372	3109	1592	672	199	102
Ligas de Cobre	Cu 151	295	9654	4943	3311	2085	1207	618	261	77	40

APENDICE 2 – Plotagem do gráfico de força cortante e momento fletor

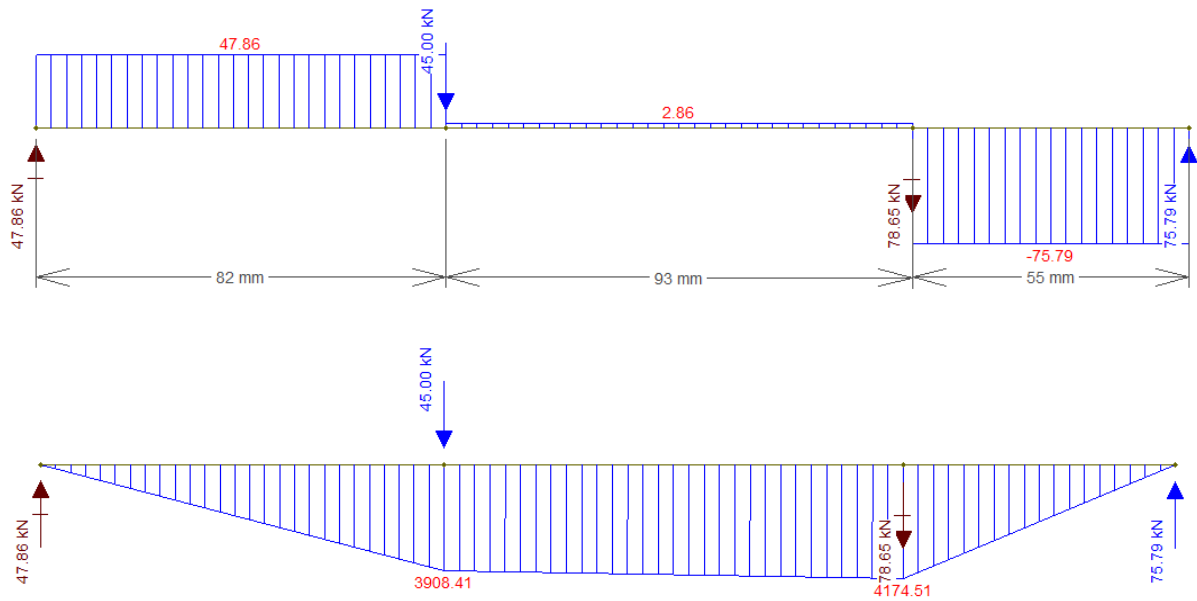
Eixo de saída



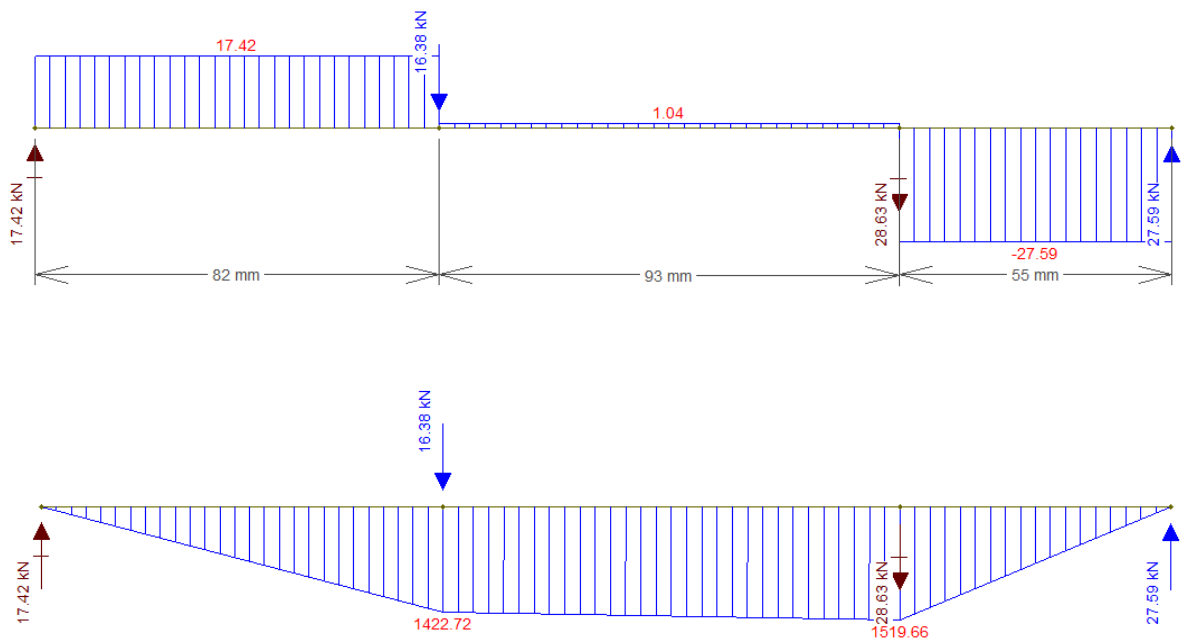
Eixo intermediário



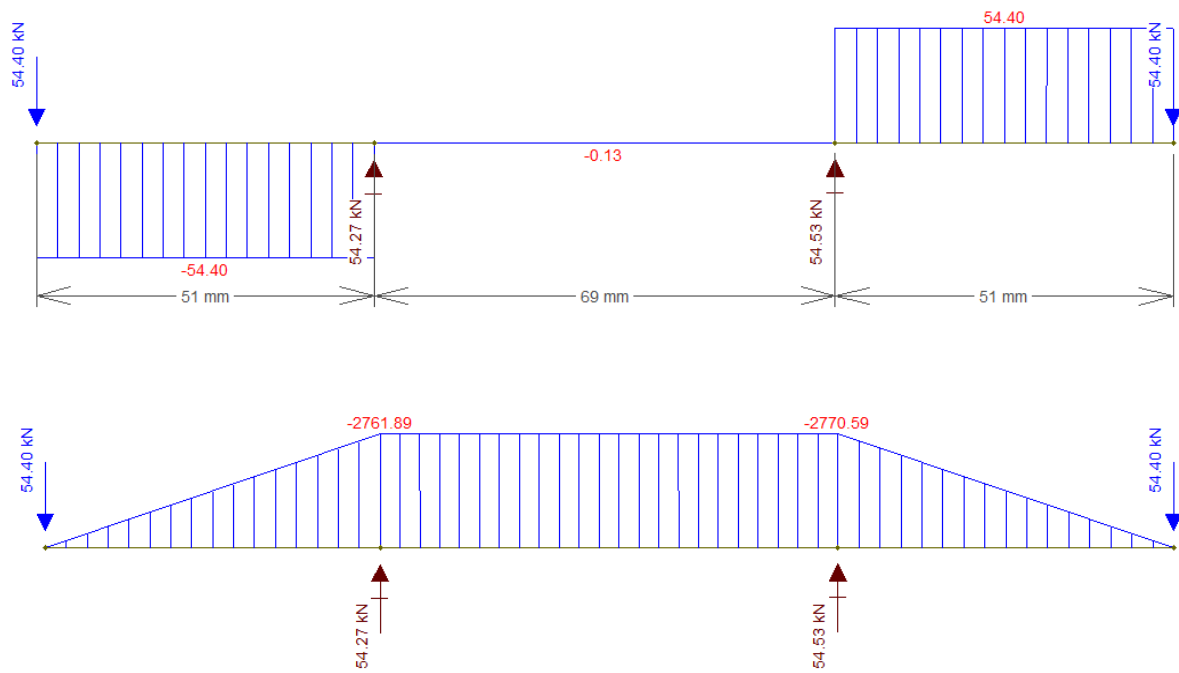
- Diagrama momento fletor e força cortante eixo de entrada (Componente tangencial)



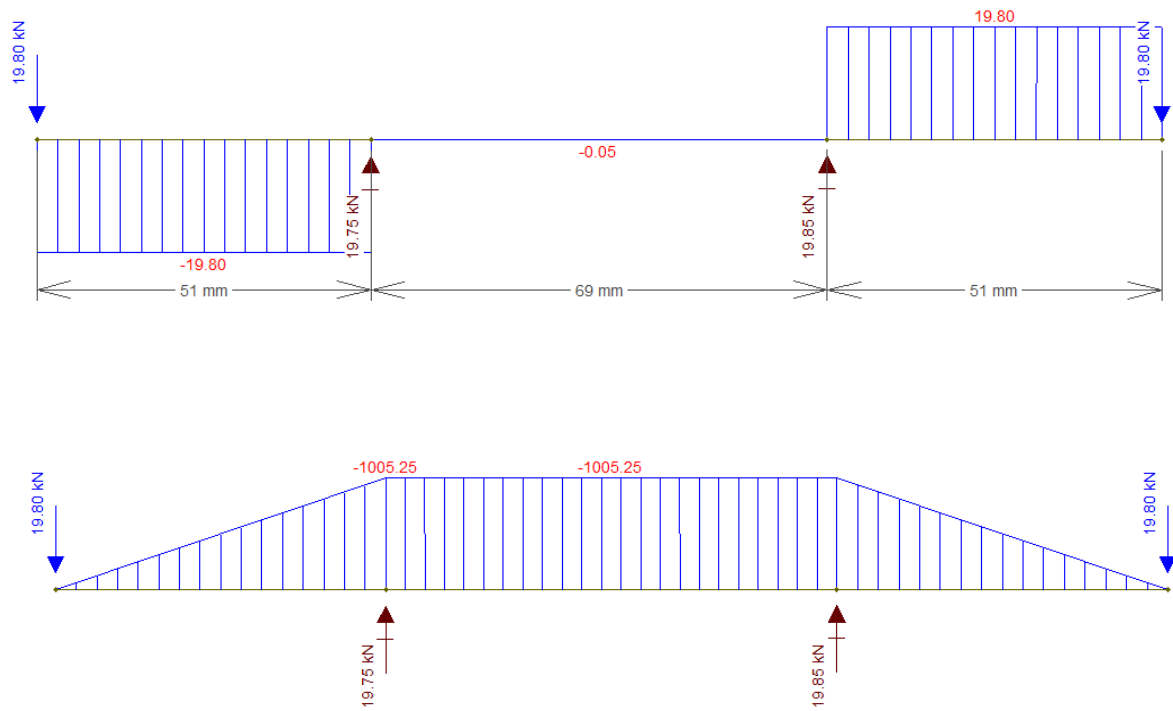
- Diagrama momento fletor e força cortante eixo de entrada (Componente radial)



- Diagrama momento fletor e força cortante eixo intermediário (Componente tangencial)



- Diagrama momento fletor e força cortante eixo intermediário (Componente radial)



APENDICE 3 – Características dimensionais das engrenagens

Características dimensionais das engrenagens					
Grandeza	Engrenagem				unidade
	1	2	3	4	
módulo (m)	8	8	12	12	mm
diam. Primitivo (dp)	136	296	204	300	mm
diam. Externo (de)	152	312	228	324	mm
número de dentes (z)	17	37	17	25	-
Passo (pc)	25,13	31,42	37,70	31,42	mm
adendo (ad)	8	8	12	12	mm
dedendo	10,00	12,50	15,00	12,50	mm
altura total do dente (h)	18	18	27	27	mm
diametro interno (di)	116	271	174	275	mm
Largura do vão (primitivo)	15,70	15,70	15,70	15,70	mm
espessura do dente (s)	12,60	15,70	18,80	15,70	mm
largura da face (b)	70	70	70	70	mm
relação 'b/dp'	0,51	0,23	0,34	0,23	-
folga na cabeça (sk)	2	2	3	3	mm
raio do filete	2,40	2,40	3,60	3,60	mm
diâm. da base (db)	127,84	278,20	191,76	282,00	mm
ângulo de pressão (α)	20°	20°	20°	20°	°