



DIMENSIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE PERFURAÇÃO DE SOLO

Dévlín Alcídio Silva Monteiro (a36803)

Projeto apresentado à
Escola superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança
Para obtenção do grau de
Mestrado em
Engenharia Mecânica

Esta página foi intencionalmente deixada em branco



DIMENSIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE PERFURAÇÃO DE SOLO

Dévlín Alcídio Silva Monteiro (a36803)

Projeto apresentado à
Escola superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

Para obtenção do grau de
Mestrado em
Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutor Carlos Alberto Rodrigues Andrade

Doutor Sérgio Manuel de Sousa Rosa

2024

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

Várias técnicas de perfuração de solo foram desenvolvidas para se adequar ao tipo de furo pretendido e ao contexto geológico. A técnica de perfuração rotativo com percussão é a mais amplamente utilizada e a mais adequada na perfuração de furos artesianos, furos de investigação geotécnica, exploração energia geotérmica, etc. Dependendo do diâmetro da broca de perfuração, pode-se perfurar várias centenas de metros de profundidade.

Este projeto, desenvolvido no âmbito acadêmico, tem como principal objetivo o dimensionamento de uma máquina de perfuração de solo de aplicação em furos de investigação geotécnica e exploração de águas subterrâneas, que tenha uma capacidade de perfuração até 400 m profundidade e um furo de no máximo 30 cm de diâmetro.

O projeto inicia-se com uma contextualização de conceitos relevantes, seguida de todos os objetivos pretendidos de forma específica, a evolução histórica das máquinas de perfuração e também é descrito o seu princípio de funcionamento.

O desenvolvimento começa com o dimensionamento do circuito hidráulico. Com base nos cálculos feitos e consultas em bibliografias relacionadas, definiu-se o binário e a velocidade necessária para executar a perfuração. Dimensionou-se o circuito hidráulico de forma mais eficiente e otimizada onde utilizou-se o software *Matlab Simulink* na verificação do funcionamento do mesmo. No sistema de avanço da cabeça rotativa, foi dimensionado um guincho com uma redutora planetária que converter a alta velocidade angular do motor hidráulico em binário necessário para o tambor do guincho fazer avançar a broca de perfuração contra o solo. O dimensionamento da redutora envolveu o cálculo numérico da geometria das engrenagens utilizando o software *KISSsoft*, a modelação geométrica de todos os integrantes no software *SolidWorks* e análise de elementos finitos, com o software *ANSYS*, dos componentes móveis dimensionados.

A torre de perfuração que serve como trilha de movimento vertical da cabeça rotativa, juntamente com a base ou plataforma de fixação de todos os componentes hidráulicos e mecânicos, tiveram as suas estruturas dimensionadas utilizando perfis metálicos selecionados de catálogo e fez-se a análise estrutural dinâmica da torre devido a carga móvel. O projeto termina com a apresentação da solução final com algumas recomendações, algumas conclusões acerca do processo de desenvolvimento e dos resultados obtidos.

Palavras-chave: Hidrostática, Projeto de Máquinas, Perfuração de solo

Abstract

Various ground drilling techniques have been developed to suit the type of well required and the geological context. The rotary percussion drilling technique is the most widely used and most suitable for drilling water wells, geotechnical wells, probe drilling, etc. Depending on the diameter of the drilling bit, it can drill several hundred meters deep.

This project's main objective is to design a well drilling machine for use in geotechnical investigation well and underground water exploration, with the capacity to drill up to a depth of 400 meters and with a maximum well diameter of 30 centimeters.

The project begins with a contextualization of relevant concepts, followed by all the specifically intended objectives, the historical evolution of well drilling machines and their operating principle is also described.

Development begins with sizing the hydraulic circuit. Based on the calculations made and consultations in related bibliographies, the torque and speed necessary to perform the drilling were defined. The hydraulic circuit was sized in a more efficient and optimized way, using the *Matlab Simulink* software to verify its operation. In the rotary head advancement system, a winch was designed with a planetary reducer that converts the high angular speed of the hydraulic motor into the torque necessary for the winch drum to advance the drill bit against the ground. The sizing of the reducer involved the numerical calculation of the gear geometry using the *KISSsoft* software, the geometric modeling of all members in the *SolidWorks* software and finite element analysis of the moving elements sized with the ANSYS software.

The drilling tower, which serves as a vertical movement track for the rotating head, together with the base or fixing platforms for all hydraulic and mechanical components, were designed using metal profiles selected from the catalog and a dynamic structural analysis of the tower was carried out. due to moving load. The project ends with the presentation of the solution with some recommendations, and a conclusion about the results obtained.

Keywords: Hydrostatics, Machine design, Well drilling

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por me abençoar com vida, saúde e força de vontade. Um especial agradecimento a minha família pelo apoio, suporte, motivação e por terem possibilitado a minha formação acadêmica.

Meu sincero agradecimento ao Professor Carlos Alberto Rodrigues Andrade e ao Professor Sérgio Manuel de Sousa Rosa, por ter aceitado orientar-me neste projeto e pela excelente orientação.

Agradeço também a todos os que foram meus Professores durante a minha formação acadêmica no IPB.

CONTEÚDOS

1. Introdução	3
1.1 Contextualização	3
1.2 Evolução das máquinas de perfuração de solo	4
1.3 Objetivos	5
1.4 Princípio de funcionamento da máquina de perfuração	6
1.5 Organização do relatório	11
1. Dimensionamento do circuito hidráulico	12
2.1 Dimensionamento dos cilindros hidráulicos	15
2.2 Dimensionamento do circuito hidráulico da cabeça rotativa com percussão	17
2.3 Dimensionamento do circuito hidráulico do sistema de avanço da ferramenta ..	18
2.4 Dimensionamento da bomba centrífuga de circulação de água	19
2.5 Simulação do circuito hidráulico no software <i>Matlab Simulink</i>	21
2. Dimensionamento da redutora planetária do sistema de avanço	25
3.1 Cálculos geométricos da engrenagem planetária	26
3.2 Dimensionamento da engrenagem planetária com o software <i>KISSsoft/KISSsys</i> ..	32
3.3 Análise estrutural das engrenagens	33
3.3.1 Modelação 3D das engrenagens	34
3.3.2 Escolha do material	35
3.3.3 Malha de elementos finitos	36
3.3.4 Condições de fronteiras e cargas	38
3.3.5 Resultados da análise estrutural	39
3. Dimensionamento da estrutura metálica	46
4. Montagem final	50
5. Conclusão	53
Bibliografia	55

Índice de figuras

FIGURA 1- CILINDROS HIDRÁULICOS DAS SAPATAS E DE ELEVAÇÃO DA TORRE (FONTE: MODELO 3D SOLIDWORKS)	7
FIGURA 2 - SISTEMA DE MONTAGEM DAS HASTES (FONTE: MODELO 3D SOLIDWORKS)	8
FIGURA 3- CABEÇA ROTATIVA (FONTE: MODELO 3D SOLIDWORKS)	9
FIGURA 4- SISTEMA DE AVANÇO (FONTE: MODELO 3D SOLIDWORKS)	10
FIGURA 5- SISTEMA DE CIRCULAÇÃO DE ÁGUA (FONTE: MODELO 3D SOLIDWORKS)	10
FIGURA 6 - CIRCUITO HIDRÁULICO COMPLETO DA MÁQUINA DE PERFURAÇÃO	13
FIGURA 7 - CABEÇA ROTATIVA EURODRILL RH 15X (FONTE: CATÁLOGO DO FABRICANTE)	17
FIGURA 8- MODELO SIMULINK DO CIRCUITO HIDRÁULICO DA MÁQUINA DE PERFURAÇÃO	21
FIGURA 9- REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM SISTEMA MOLA AMORTECEDOR	22
<i>FIGURA 10 – MODELO SIMULINK DOS CILINDROS DAS SAPATAS E A CARGA</i>	22
FIGURA 11- MODELO SIMULINK DOS MOTORES HIDRÁULICO E O SISTEMA MOLA-AMORTECEDOR	23
<i>FIGURA 12-AVANÇO E RECUO DOS 4 CILINDROS [ORDENADAS: DESLOCAMENTOS(M), ABSCISSA: TEMPO (S)]</i>	23
<i>FIGURA 13- BINÁRIO MÁXIMO DA CABEÇA ROTATIVA</i>	24
<i>FIGURA 14- BINÁRIO MÁXIMO DO SISTEMA DE AVANÇO</i>	24
<i>FIGURA 15. REPRESENTAÇÃO GRÁFICO DA UNIDADE DE POTÊNCIA NO SIMULINK</i>	25
FIGURA 16 – ESQUEMA DE ENGRENAGEM PLANETÁRIA	27
FIGURA 17- ARRANJO DAS ENGRENAGENS PLANETÁRIA (FONTE:[1])	27
FIGURA 18 - PROPORÇÕES DE DENTADO DE ENGRENAGEM HELICOIDAL FONTE:[6].	28
FIGURA 19 - PROPORÇÕES DE DENTADO DE ENGRENAGEM INTERNA (FONTE:[6])	29
FIGURA 20 – ARQUITETURA DA ENGRENAGEM PLANETÁRIA NO SOFTWARE KISSSYS	32
FIGURA 21 – EFICIÊNCIA TOTAL DO 1º E 2º ANDAR (FONTE: ANEXO B)	33
FIGURA 22 - VISTA EXPLODIDA DA REDUTORA PLANETÁRIA (FONTE: MODELO 3D - SOLIDWORKS RENDER)	34
FIGURA 23 – CURVA SN INCLUSIVO DO AÇO EN-C22E [10]	36
FIGURA 24 - CURVA SN DO AÇO AISI 4340 [11]	36
FIGURA 25 – MALHA DE ELEMENTOS FINITOS DO 1º ANDAR (FONTE: SIMULAÇÃO NO ANSYS)	37
FIGURA 26 – MALHA DAS ENGRENAGENS E DO CARREGADOR DO 2º ANDAR	38
FIGURA 27 – CONDIÇÕES DE FRONTEIRAS E CARGAS DO 1 E 2º ANDAR SUCESSIVAMENTE (FONTE: SIMULAÇÃO NO ANSYS)	38
FIGURA 28 – CONDIÇÕES DE FRONTEIRA DO CARREGADOR DE PLANETAS DO 1º E 2º ANDAR, SUCESSIVAMENTE	39
FIGURA 29 – TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES DAS ENGRENAGENS DO 1º ANDAR	40
FIGURA 30 - TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES DAS ENGRENAGENS DO 2º ANDAR	41
FIGURA 31 – TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES NO CARTER	42
FIGURA 32 – ANÁLISE DE FADIGA DO 1º ANDAR DE ENGRENAGENS	44
FIGURA 33 - ANÁLISE DE FADIGA DO 2º ANDAR DE ENGRENAGENS	45
<i>FIGURA 34 – ESTRUTURA METÁLICA DA MÁQUINA (TORRE E PLATAFORMA)</i>	47
FIGURA 35- CURVA SN DO AÇO S235JR [12].	47
FIGURA 36 - CONDIÇÕES DE FRONTEIRAS E CARGA APLICADAS A TORRE DE PERFURAÇÃO	48
FIGURA 37 – TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES MÁXIMA A TORRE DE PERFURAÇÃO	48
FIGURA 38 – RESULTADOS DA ANÁLISE DE FADIGA	49
FIGURA 39 – MODELO 3D DA MÁQUINA DE PERFURAÇÃO DE SOLO (FONTE: SOLIDWORKS RENDER)	50
FIGURA 40 -UNIDADE DE POTÊNCIA HIDRÁULICA E BOMBA CENTRIFUGA (FONTE: SOLIDWORKS RENDER)	51
FIGURA 41 – PAINEL DE CONTROLE DA MÁQUINA (FONTE: SOLIDWORKS RENDER)	52

Índice de tabela

TABELA 1 – SÍMBOLOS NORMALIZADOS DE COMPONENTES HIDRÁULICOS	12
TABELA 2. DADOS GEOMÉTRICOS INICIAIS DO 1º ANDAR DE ENGENHAGEM	28
TABELA 3. DIMENSIONAMENTO DE ENGENHAGENS 1º ANDAR.....	29
TABELA 4. DADOS ARBITRADOS 2º ANDAR.....	30
TABELA 5. DIMENSIONAMENTO DE ENGENHAGENS 2º ANDAR.....	31
TABELA 6 –MATERIAIS ATRIBUÍDOS AS ENGENHAGENS, CARREGADOR E O CÁRTER DA REDUTORA PLANETÁRIA ..	33
TABELA 7 - PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS UTILIZADOS	35
TABELA 8 – PARÂMETROS DOS ELEMENTOS DA MALHA	37
<i>TABELA 9 - PARÂMETROS DOS ELEMENTOS DA MALHA.....</i>	<i>37</i>
TABELA 10 – RESULTADOS DE TENSÃO DAS ENGENHAGENS 1º ANDAR	41
TABELA 11 - RESULTADOS DE TENSÃO DAS ENGENHAGENS DO 2º ANDAR	42
TABELA 12 -PARÂMETROS DA ANÁLISE DE FADIGA	43
TABELA 13- FATOR DE SEGURANÇA DA ANÁLISE DE FADIGA	45
TABELA 14 - PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO S235JR	47

Abreviaturas e Unidades S. I

3D – 3 dimensões	Pressão: Pascal (Pa) Mega Pascal (MPa)
B – Binário	1MPa=1,000,000Pa
CAD – computer aided design	Bar (1 bar = 100,000 Pa)
CAE - computer aided design	Fluxo: Litros por minuto (L/min)
FEA - finite element analysis	Metros cúbicos por segundo (m ³ /s)
F – Força	Volume: Litros (L)
h – Hora	Metros cúbicos (m ³)
L/min - Litros por minuto	Potência: Watt (W) Kilowatt (kW)
L/s - Litros por segundo	1 kW=1000W
m ³ /s - Metros cúbicos por segundo	Força: Newton (N)
m/min – Metros por minuto	Quilo newton (kN) 1kN=1,000N
mm – Milímetros	Velocidade: Metros por segundo (m/s)
Nm – Newton metro	Energia: Joule (J) Kilojoule (kJ) 1kJ=1000J
Pot – Potência	Densidade: Quilogramas por metro cúbico (kg/m ³)
Rad/s – Radianos por segundo	
RPM – Rotações por minuto	
r – Raio	
Sy – Tensão de cedência	
Ton – Toneladas	
ω – Velocidade angular	
γ - Fator de segurança	

1. Introdução

1.1 Contextualização

A Engenharia Mecânica está envolvida em quase todos os produtos, máquinas e estruturas que existem no nosso dia-a-dia, seja no projeto, na otimização, na análise, na produção ou ainda na gestão de produção, etc. O campo da Engenharia Mecânica abrange as propriedades de forças, materiais, energia, fluidos e movimento, bem como a aplicação desses elementos para conceber um produto final de forma mais econômica e otimizada.

O projeto de máquinas é uma das áreas da Engenharia Mecânica que lida com o processo sistemática de concepção de máquinas a fim de satisfazer uma necessidade técnica da sociedade. O projeto de máquinas é um processo iterativo de tomada de decisão, no qual princípios da física, matemática e as ciências dos materiais são aplicadas para converter recursos de forma otimizada em um produto.

Máquinas normalmente envolvem peças móveis que transmitem energia e executam padrões específicos de movimento. Portanto, para projetar sistemas mecânicos, deve-se ter o conhecimento de como projetar os elementos individuais da máquina. Uma máquina é um produto mecânico, que consiste em componentes interrelacionados, capaz de utilizar uma fonte de energia comumente disponível para realizar por si só, sob a orientação de um operador ou não, uma ou mais tarefas específicas. Normalmente emprega engrenagens, correias, correntes, veios, acoplamentos, etc., no fornecimento de energia mecânica para efetuar tarefas designadas. Essas partes que inter-relacionam, também conhecidas como elementos de máquina, devem ser compatíveis encaixando-se bem a fim de funcionarem de forma segura e eficiente.

O projeto de sistemas hidráulicos também é uma área da Engenharia Mecânica, e assim como os elementos de máquinas devem estar interrelacionados, os componentes hidráulicos também devem se interrelacionar mecanicamente e pelos princípios da hidrostática. Um sistema de transmissão de energia hidráulica é projetado para transmitir energia de sua fonte até seu local de implantação usando fluidos hidráulicos pressurizados. No projeto de circuitos hidráulicos normalmente envolve o uso de cilindros e motores hidráulicos para converter a energia fornecida em movimento com o propósito de realizar trabalho útil. A característica

única da transmissão de energia fluida é o seu meio de transporte de energia, os fluidos pressurizados podem ter qualquer formato geométrico, dependendo do recipiente, e fornecem energia em todas as direções conforme necessário, os líquidos, devido à sua natureza incompressível, podem suportar pressões muito elevadas com pouca alteração no seu volume, o que torna um sistema de energia hidráulica capaz de transmitir uma grande quantidade de energia utilizando um volume de líquido constante.

De acordo com a NAE (National Academy of Engineering), existem 14 Grandes desafios enfrentados pela comunidade global de Engenharia no século XXI, Sendo os seguintes: exploração e fornecimento de água potável, tornar as energias renováveis mais econômicas, fornecer energia de fusão, desenvolver métodos de captura de carbono, gerenciar o ciclo do nitrogênio, Restaurar e melhorar a infraestrutura urbana, informática avançada em saúde, projetar medicamentos melhores, faça engenharia reversa do cérebro, prevenir o terrorismo nuclear, segurança no ciberespaço, melhorar a realidade virtual, avançar na aprendizagem personalizada, melhorar as ferramentas de descoberta científica [1]. As diversas áreas da Engenharia Mecânicas estão envolvidas na procura de solução para cada um desses desafios. Este presente projeto enquadra na procura da solução de dois desses desafios sendo a exploração de água potável e exploração de energias renováveis.

Máquina de perfuração de solo é constituído por uma broca que gira a uma velocidade angular controlada, enquanto é forçada contra o solo por um sistema de cabos de aço sob tração. A cabeça rotativa é o componente da máquina responsável pela rotação da broca através de hastes laminadas de secção tubular que também fazem a recirculação da água ou lama utilizada na perfuração como fluido de arrefecimento da broca e extração dos sedimentos rochosos resultados da perfuração. Quase todas as máquinas de perfuração de solos funcionam de acordo com o princípio mencionado. A máquina de perfuração dimensionada neste projeto, pode ser utilizada para diversas operações de perfuração de solo tais como perfuração de furos artesianos, furos de sondagem ou até em furos de fundação na construção civil.

1.2 Evolução das máquinas de perfuração de solo

As máquinas de perfuração de poços desempenham um papel crítico em vários setores, incluindo exploração de petróleo e gás, exploração de aquíferas subterrâneas e produção de energia geotérmica. Avanços recentes na tecnologia levaram a melhorias significativas na eficiência da perfuração, segurança e sustentabilidade ambiental.

A perfuração rotativa foi introduzida no final do século XIX. Este método, desenvolvido na década de 1880, utilizava uma broca rotativa combinada com lama de perfuração para remover cascalhos e resfriar a broca, a potência era fornecida por um motor a vapor. A descoberta de campos petrolíferos, demonstrou o potencial da perfuração rotativa, levando à sua ampla adoção para poços com mais profundidade.

Em meados do século 20 viu a introdução da perfuração hidráulica e pneumática, o que aumentou significativamente a eficiência e a potência da perfuração. Essas tecnologias permitiram perfurar formações rochosas mais duras e em maiores profundidades, através do movimento de rotação da broca juntamente com percussão, tornando-as adequadas para diversas condições geológicas.

As técnicas de perfuração direcional e horizontal, desenvolvidas no final do século 20, revolucionaram ainda mais a indústria. Esses métodos permitem a perfuração de poços em vários ângulos, e não apenas verticalmente, possibilitando a extração de petróleo e gás de reservatórios antes inacessíveis e aumentando significativamente a eficiência da produção.

A indústria de perfuração de poços está a avançar no sentido de uma maior automação e da utilização de robótica para melhorar a eficiência e a segurança. A monitorização e operação remotas de plataformas de perfuração estão a tornar-se mais comuns, reduzindo a necessidade de pessoal no local e aumentando a precisão.

1.3 Objetivos

Pretende-se com o projeto o dimensionar uma máquina de perfuração de solo, que pode ser aplicação em perfuração de furos artesanais, furos de sondagem e furos de fundação, e que tenha um a capacidade de perfurar até 400 *m* de profundidade com um diâmetro do furo de 30 *cm*. As finalidades específicas no desenvolvimento do projeto consistem nas seguintes:

- O dimensionamento do circuito hidráulico, começa-se com o cálculo da potência necessária para que a máquina execute a função pretendida. Existem duas opções mais comum de máquinas motrizes utilizadas para gerar potência hidráulica sendo motores a combustão interna e motores elétricos, analisando as vantagens e eficiência de cada um desses motores como fonte de potência para o sistema hidráulico, selecionar-se-á o motor mais adequado a aplicação. Para saber a força requerida pela máquina de perfuração na operação, recorrer-se-á a pesquisas em bibliografia relacionadas com perfuração de solo. O circuito hidráulico deve ser dimensionado de acordo com as equações de hidrostática, contendo atuadores

hidráulicos, válvulas distribuidoras, válvulas reguladoras de pressão, bombas hidráulicas, etc. Com recurso ao software *Matlab Simulink*, o circuito hidráulico deve ser analisado, verificando o seu funcionamento de acordo com os cálculos da hidrostática e com os parâmetros dos componentes hidráulicos.

- Dimensionamento de uma redutora planetária para o sistema de avanço da ferramenta de perfuração. Apresentação de todos os cálculos da geometria da engrenagem feitos com de acordo com as fórmulas disponíveis em bibliografias de projeto de elemento de máquinas. Utilizando o software *KISSsoft*, a engrenagem deve ser simulada para analisar a sua eficiência e possíveis melhoramentos na sua geometria. O dimensionamento de todos os elementos não normalizados, começando com a modelação geométrica no software *SolidWorks*, escolha do material mais apropriado para as engrenagens, veios, cárter, etc., análise de elementos finitos (tensão máxima equivalente, fadiga das partes móveis) com o software *ANSYS*. Também a realização dos desenhos de definição de todas os elementos, com os respetivos valores de rugosidade e tolerâncias que contribuem para o bom funcionamento, e os desenhos de conjuntos da montagem
- A seleção de todos os elementos mecânicos e hidráulicos normalizados relevante para o funcionamento da máquina, recorrendo a catálogos de fornecedores.
- Dimensionamento da estrutura metálica de base, onde todos os elementos são montados e da coluna ou mastro que serve de suporte e trilha de movimento vertical da cabeça rotativa. O dimensionamento dessas estruturas consiste na modelação geométrica no software *SolidWorks*, escolha do material e do tipo de perfil metálico utilizar seguido da análise numérica no software *ANSYS*.
- Apresentação da montagem final de toda a máquina com todos os componentes dimensionados. Garantindo o funcionamento eficiente da máquina de acordo com todos os cálculos e simulação.

1.4. Princípio de funcionamento da máquina de perfuração

A perfuração rotativa com percussão consiste em criar um furo no solo utilizando uma broca, desenvolvido especialmente para a formação rochosa, que tem ligação mecânica com a cabeça rotativa através de hastes de secção oca, por onde água é bombeada para a broca a fim de arrefecê-la e lubrificar a formação rochosa onde está sendo perfurada.

A máquina de perfuração foi projetada para ser montada como carroceria de um camião, facilitando assim o seu transporte. A máquina, uma vez posicionada no local exato de

perfuração, um conjunto de quatro cilindros hidráulicos nas sapatas a suspendem por completo com o objetivo de manter a posição e o balanço durante a operação, em seguida a torre de perfuração ou mastro, apresentada na figura 1, que se recolhe para facilitar o transporte da máquina, é erguida por um cilindro hidráulico até a posição vertical e mantendo-a na mesma posição ao longo de toda a operação.

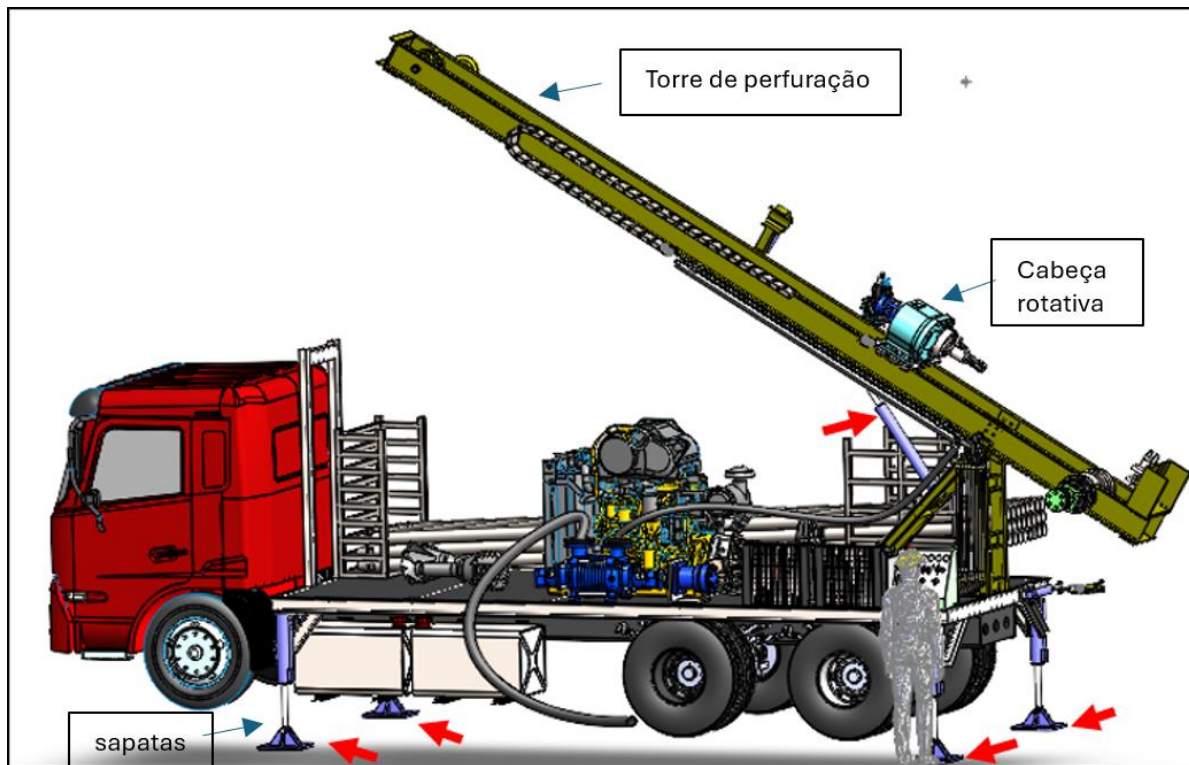


Figura 1- cilindros hidráulicos das sapatas e de elevação da torre (fonte: modelo 3D Solidworks)

As hastes de perfuração são tubos de aço laminado de secção oca e paredes espessas com um comprimento que varia entre 3 m a 15 m cada, destinadas a conduzir a potência da cabeça rotativa até a broca. Uma das extremidades da haste é roscada na broca e a outra extremidade tem um roscado normalizado fazendo com que as outras hastes similares se aparafusam. Após o nivelamento da máquina através das sapatas e levantamento da torre pelo atuador hidráulico, as hastes são montadas e acopladas a broca. As hastes são levantadas por um guincho elétrico de 2 Ton e posicionadas na vertical por uma garra mecânica, como mostra a figura 2, o guincho levanta a haste até a posição de acoplamento e a garra mecânica com um cilindro hidráulico desloca a haste para posição de acoplamento com a cabeça rotativa e com a broca. Tendo em conta que a perfuração é feita no sentido da gravidade, o peso dessas hastes gera pressão adicional sobre a broca, aumentando a eficiência de perfuração.

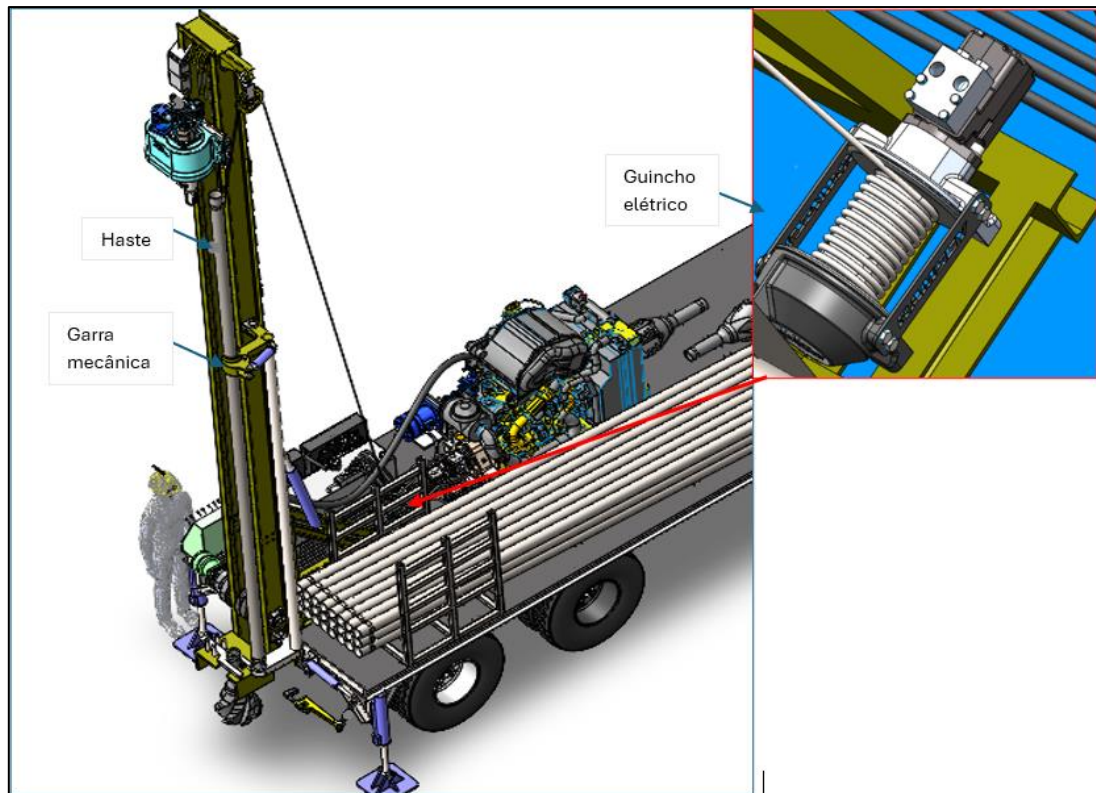


Figura 2 - sistema de montagem das hastes (fonte: modelo 3D Solidworks)

A perfuração é realizada através da rotação e percussão (golpeamento) da broca contra o solo, enquanto o sistema de avanço, composto pela broca, as hastes e a cabeça rotativa, avançam contra o solo de forma controlada. A cabeça rotativa, na figura 3, é um componente mecânico que converte a velocidade angular proveniente do motor hidráulico em binário necessário para a operação. A broca gira a uma velocidade angular regulada através de válvula limitadora de caudal que controla o motor hidráulico da cabeça rotativa, e esse, por meio de um outro motor hidráulico, gera também percussão que é o ato de golpear ou martelar repetitivamente a formação rochosa através do movimento pulsação ao longo das hastes, criando o efeito de martelamento e isso acelera consideravelmente o processo de perfuração.

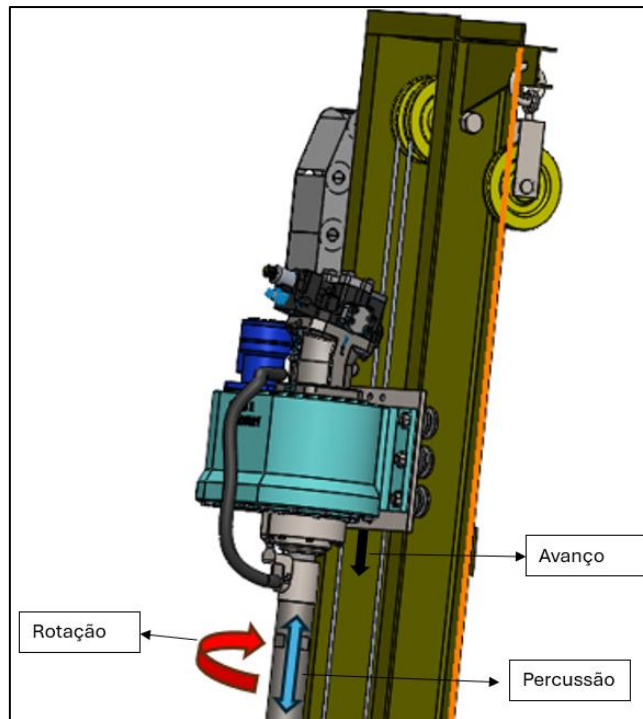


Figura 3- cabeça rotativa (fonte: modelo 3D Solidworks)

O sistema que faz avançar a cabeça rotativa juntamente com as hastes e a broca, representadas na figura 4, consiste em um guincho que pressiona esse conjunto contra a formação rochosa, utilizando cabos de aço, um tambor e uma redutora que tem como fonte de potência um motor hidráulico e a velocidade é regulada por uma válvula limitadora de caudal. O binário produzido pelo guincho é convertido em uma força vertical, por meio dos cabos de aço tracionados que fazem a cabeça rotativa avançar ou recuar verticalmente sob a torre de perfuração. Esse movimento vertical é conseguido graças a uma serie de rodas metálicas, montadas em uma placa juntamente com a cabeça rotativa e utilizam como trilha as flanges dos perfis metálica da torre de perfuração. Assim como mostra a figura 4, o tambor do guincho tem 4 divisões, sendo as duas divisões das extremidades dedicadas ao avanço da broca e as duas do centro para o recuo. A força vertical gerada pelo guincho contra a formação rochosa não pode exceder a metade do peso da máquina, caso contrário, devido a 3º lei de Newton a ação de forçar as hastes com a broca contra o solo produziria uma reação adversa onde a parte traseira da máquina levantaria.

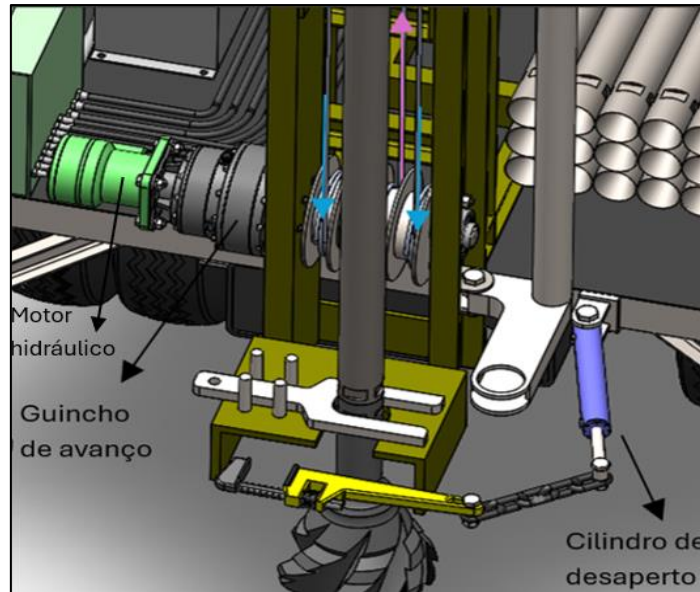


Figura 4- Sistema de avanço (fonte: modelo 3D Solidworks)

O fluido de perfuração (água) é bombeado por uma bomba centrífuga, através das hastes de perfuração rotativo até a broca, como está ilustrada na figura 5. Este fluido é pressurizado pela bomba centrífuga e conduzido pelo interior das hastes até sair nos orifícios da broca, lubrificando-a e arrefecendo-a, e também coleta os sedimentos da perfuração quando flui para a superfície, passa por uma peneira e a mesma é bombeada novamente. A bomba centrífuga, dimensionada para circulação, deve ser projetado com uma potência capaz de bombear um caudal constante durante toda a operação de perfuração.

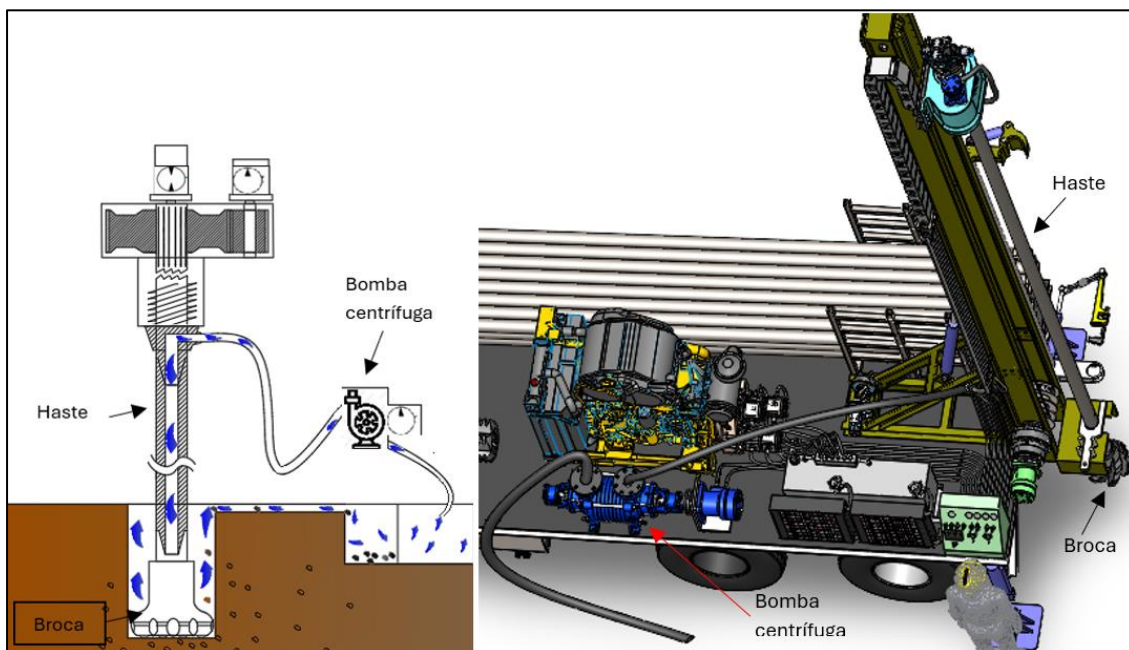


Figura 5- sistema de circulação de água (fonte: modelo 3D Solidworks)

1.5 Organização do relatório

Este relatório é constituído por 6 capítulos, sendo o primeiro capítulo a introdução, onde é apresentada a contextualização, a evolução das máquinas de perfuração de solo, o objetivo do relatório e o princípio de funcionamento da máquina, ilustrado através de figura do modelo 3d feito no software *SolidWorks*.

No 2º capítulo, e feito o dimensionamento do circuito hidráulico completo utilizando de equações da hidrostática entre outros, dimensionou-se os atuadores lineares e os rotativos de acordo com a carga de atuação bem como as bombas hidráulicas que alimentam o circuito. Depois de ter feito os cálculos manuais do circuito hidráulico, fez-se uma simulação numérica utilizando o software *Matlab Simulink*, a fim de verificar a eficácia do circuito.

No capítulo 3, dimensionou-se uma redutora planetária de dois andares, responsável pela rotação do guincho de avanço da ferramenta. Começou-se por apresentar os cálculos da geometria da engrenagem escolhida, recorrendo as fórmulas presentes em manuais. Fez-se a confirmação e a eficiência dos resultados feito a mão com a simulação no software *KISSsoft/KISSsys*, e a garantia da segurança no funcionamento dos elementos projetados através de análise de elementos finitos com o *ANSYS*.

No capítulo 4, fez-se o dimensionamento da estrutura metálica de base da máquina e a estrutura do mastro ou torre, seleção de perfis metálicos e o material da estrutura.

O capítulo 5, refere-se aos resultados dos capítulos anteriores e a apresentação da montagem final com todos os parâmetros de funcionamento da máquina e seleção de alguns componentes.

No capítulo 6, apresenta-se a conclusão de todo o processo, verificando o cumprimento dos objetivos traçados. Dá-se uma perspetiva para trabalhos futuros, sugerindo possíveis melhoramentos no projeto.

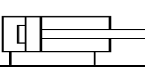
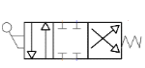
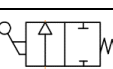
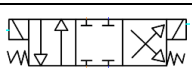


1. Dimensionamento do circuito hidráulico

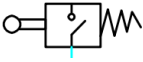






Em aplicações para as quais são necessárias grandes forças, binário ou ambos, muitas vezes com um tempo de resposta rápido, é inevitável que se recorra à sistemas de controle óleo-hidráulicos. Esses sistemas podem ser usados em aplicações ambientalmente difíceis, pode ser projetada sem componentes elétricos e muitas vezes é o único meio viável de obter a potência necessária, particularmente para atuação linear e rotativa. Uma característica particularmente importante dos sistemas hidráulicos é que têm uma relação potência-peso mais competitiva quando comparados com outros sistemas de transmissão de potencia, e são a escolha inerente para máquinas. Os sistemas de potência hidrostática também têm a capacidade de controlar vários parâmetros, como pressão, velocidade e posição, com alto grau de precisão e em altos níveis de potência [2].

Os circuitos hidráulicos são projetados utilizando símbolos gráficos para cada um dos componentes e são especificados de acordo com normas internacionais. Esses vários componentes são interligados mecanicamente e pelos princípios da hidrostática. Os circuitos são constituídos por quatro categoria de componentes:

- Uma fonte de energia hidráulica – bombas
- Um meio de distribuição de energia – tubos de aço e condutas flexível
- Um meio de controlar a potência do fluido – válvulas de controle de pressão e de caudal, válvulas direcionais.
- Um meio de fornecer atuação de carga – cilindros e motores hidráulicos

Tabela 1 – Símbolos normalizados de componentes hidráulicos

	Cilindro hidráulico de efeito duplo
	Válvula direcional 4/3 (4 orifícios e 3 posições) de comando manual
	Válvula direcional 2/2 (2 orifícios e 2 posições) de comando manual
	Válvula direcional solenoide 4/3 (4 orifícios e 3 posições)
	Válvula reguladora de pressão ou válvula de segurança ajustável
	Válvula reguladora de caudal variável

	Interruptor elétrico posicionado como fim de curso da cabeça rotativa ao longo do mastro
	Motor hidráulico com um sentido de circulação e cilindrada fixa
	Motor hidráulico com dois sentidos de circulação e cilindrada fixa
	bomba hidráulico com um sentido de circulação e cilindrada fixa
	Motor de combustão interna
	Permutador de calor
	Filtro de óleo hidráulico

Com base no princípio de funcionamento da perfuradora de solo, projetou-se o circuito hidráulico ideal para o seu funcionamento. Na figura 6 está ilustrado o esquema do circuito hidráulico, desenhado no software *AutoCAD*, em que todos os componentes estão representados pelo seu símbolo gráfico normalizado e estão ligados por condutas (linha laranja-avanço; linha azul- retorno).

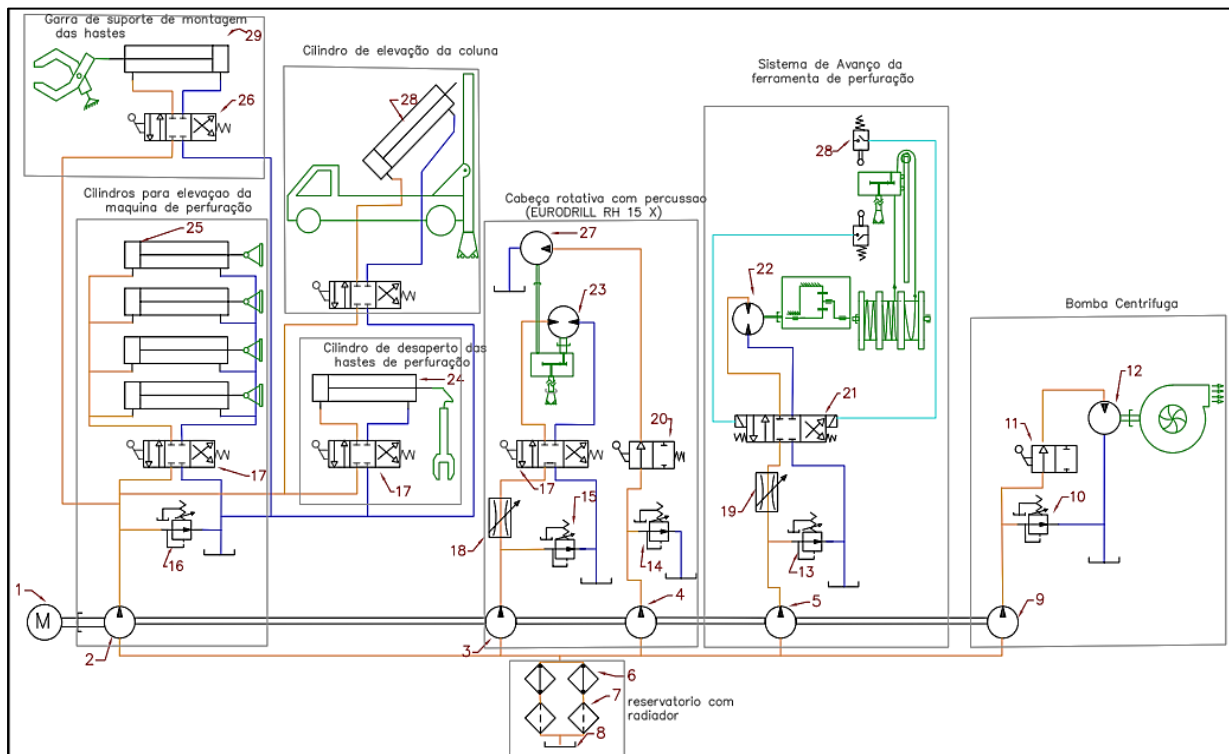


Figura 6 - circuito hidráulico completo da máquina de perfuração

Analisando o circuito hidráulico da figura 6, através dos seus números de legenda, esse é composto por 7 cilindros hidráulicos que fazem a atuação linear, 4 desses cilindros hidráulicos (25) são as sapatas que suspendem a máquina por completo e esses são controlados por uma válvula direcional manual 4/3 (17), na sequência o cilindro hidráulico (28) faz o posicionamento do mastro que permite o movimento vertical da cabeça rotativa. O cilindro hidráulico da garra de montagem das hastes (29), representado na figura 2, tem a função de segurar a haste de perfuração no momento de montagem e desmontagem e o cilindro hidráulico de desaperto das hastes (24), apresentada na figura 4, serve como assistente para a cabeça rotativa no desparafusamento das hastes no momento de desmontagem.

Os 3 cilindros (28,29, 24) são controlados por 3 válvulas direcionais manuais 4/3 independentes. Todos os cilindros têm a potência fornecida por uma bomba hidráulica de cilindrada fixa (2) e a válvula reguladora de pressão (16) regula a pressão dos 7 cilindros.

A cabeça rotativa é um dos componentes mecânico essenciais na perfuração, esse componente foi selecionado de um catálogo de um fornecedor, já contém dois motores hidráulicas de cilindrada fixa, sendo que o motor (27) é responsável pela percussão da ferramenta e o motor (23) é responsável pela rotação, contendo também uma válvula reguladora de caudal que ajusta a velocidade de rotação da broca. Os dois motores hidráulicas de rotação e percussão da ferramenta são alimentados por duas bombas hidráulicas de cilindrada fixa (3,4) e por operaram a pressões e caudais diferentes. O motor hidráulico que faz a rotação da ferramenta é controlado por uma válvula direcional manual 4/3 e a válvula reguladora de caudal (18) que regula a velocidade de rotação da broca através do caudal. O motor hidráulico que faz a percussão é comandado por uma válvula direcional manual 2/2 (20).

O sistema de avanço da ferramenta é composto pelo guincho que move a cabeça rotativa sob o mastro através de cabos de aço. O guincho é constituído por um tambor com cabos de aço, uma redutora de velocidade e tem a potência fornecida por um motor hidráulico de cilindrada fixa (22). É controlado por uma válvula direcional solenoide 4/3 (21), e a velocidade de avanço é controlado por uma válvula reguladora de caudal (19). A válvula direcional (21) do sistema de avanço da ferramenta é uma válvula solenoide que opera eletricamente, contendo também dois fins de curso elétricos (28) posicionados nas duas extremidades do mastro para evitar colisões de no final do percurso ao longo do mastro.

A circulação de água pelo interior das hastes é feita através de uma bomba centrífuga de potência calculada em função da profundidade de perfuração e caudal necessário retirar os

sedimentos. A bomba centrífuga é acoplado a um motor hidráulico (12) que é controlado por uma válvula 2/2, tendo 2 orifícios e 2 posições (avanço e repouso) a bomba centrífuga só gira num único sentido. Esse sistema tem a potência fornecida por uma bomba hidráulica de cilindrada fixa.

O circuito hidráulico completo é sustentado por 5 bombas hidráulicas que estão acoplados a um motor de combustão interna. O óleo hidráulico, que é o fluido essencial na transmissão de potência hidrostática, sai do reservatório (8) passa por dois filtros (7) e dois permutadores de calor (6) em paralelo para o arrefecimento.

A perfuração é realizada essencialmente pelos componentes hidráulicos e mecânicos de rotação e percussão da ferramenta juntamente com o sistema de avanço da ferramenta e a bomba centrífuga de circulação de água, esses operam em conjunto por tempo mais prolongado, assim sendo são esses que definem a potência total necessária para máquina.

2.1. Dimensionamento dos cilindros hidráulicos

Fez-se o dimensionamento de todos os componentes do circuito hidráulicos utilizando os seus respetivos números atribuídos na figura 6. O circuito é composto por 7 cilindros hidráulicos que fazem a atuação linear, 4 desses cilindros hidráulicos (25) são das sapatas que suspendem a máquina por completo, o cilindro hidráulico de posicionamento do mastro (28), o cilindro hidráulico da garra de montagem das hastes (29) e o cilindro hidráulico de desaperto das hastes (24).

Para calcular a capacidade de carga dos 4 cilindros das sapatas levou-se em conta a tara do camião juntamente com o peso total da máquina projetada. Considerando que a máquina de perfuração pode ser montada num camião *Volvo FM400 6x2* ou similar, cuja tara é de 11080kg e a máquina de perfuração tem um peso bruto de 9000kg, contando as hastes de perfuração de 112 kg cada (*EURODRILL standard 6 m- 3 1/2 API*), o motor diesel, as estruturas e os restantes componentes. Os cilindros das sapatas foram projetados com a capacidade de mover 20000kg em conjunto, equivalente a 196,2 kN e avança a uma velocidade (V) de 0,02 m/s com um curso máximo de 1,2 m. O cilindro hidráulico que posiciona a coluna tem os mesmos parâmetros que os cilindros das sapatas.

Com base nesses dados iniciais, os parâmetros geométricos dos cilindros foram calculados utilizando equações da hidrostática.

Dimensões e parâmetros de carga dos Cilindros das sapatas:

A força (F) que cada cilindro consegue exercer é dada pela divisão do peso total da máquina pelo número de cilindros. A pressão (p) necessária para o avanço do cilindro foi calculada através da razão entre a força (F) e a área do pistão (A) e o caudal foi calculado através da velocidade de avanço do cilindro (V) e da área do pistão, como mostram as equações 1 e 2.

$$F = 196.2 \text{ kN} / 4 \text{ cilindros} = 49 \text{ kN}$$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{49 \text{ kN}}{0,00287 \text{ m}^2} = 17,5 \text{ MPa} \quad (\text{Eq.1})$$

$$Q = V \cdot A = 0,02 \cdot 0,00287 = 5,66 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$$
$$= 3,4 \text{ l/min} \quad (\text{Eq.2})$$

Considerado os diâmetros do pistão e da haste do cilindro selecionado do catálogo da SICROSA (anexo A): $D=60 \text{ mm}$ e $d=30 \text{ mm}$,

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = 0,00287 \text{ m}^2 \quad (\text{Eq.3})$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 0,0021 \text{ m}^2$$

Dimensões e parâmetros de carga dos Cilindros (24,28,29):

O cilindro que posiciona o mastro (28) tem as mesmas dimensões, percurso máximo e parâmetros hidrostáticos dos quatro cilindros das sapatas. Para a garra de suporte da haste (29) e a chave de desaperto das hastes (24), foram selecionados, do catálogo da SICROSA, dois cilindros hidráulicos idênticos com um percurso máximo de 0,4 m e uma capacidade de carga de 19,6 kN (2000 kg) cada cilindro, essa carga foi arbitrada tendo em conta que o cilindro da garra (29) deve exercer uma força necessária para prender a haste de 112 kg (EURODRILL standard 6 3 1/2 API) na vertical e o cilindro de desaperto das hastes (24) deve exercer uma força capaz de afrouxar a ligação entre as hastes roscadas.

$$F = 19,6 \text{ kN}$$

$$A = \frac{F}{P} = \frac{19,6 \text{ kN}}{17,5 \text{ MPa}} = 0,00112 \text{ m}^2 \quad (\text{Eq.4})$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{5,66 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}}{0,00112 \text{ m}^2} = 0,05 \text{ m/s} \quad (\text{Eq.5})$$

Cálculo dos diâmetros do cilindro (D, d) através da área (A):

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = 0,00112 \text{ m}^2 \quad (\text{Eq.6})$$

$$D = 0,038 \text{ m} \sim 40 \text{ cm} \quad d = 20 \text{ cm}$$

Bomba hidráulica:

A cilindrada da bomba hidráulica de alimentação dos cilindros, foi calculada através da razão entre o caudal necessário para os 4 cilindros que funcionam em conjunto, e a velocidade de rotação do veio da bomba. A velocidade de rotação da bomba hidráulica é de 1500 RPM, proveniente do motor diesel onde as bombas estão acopladas, calculou-se o caudal da bomba:

$$C_b = \frac{Q_b}{\eta} = \frac{5,66e^{-5}m^3/s * 4 \text{ cilindros}}{\frac{1500}{60}} = 9cm^3/rot \quad (\text{Eq.7})$$

Potência da bomba:

$$P_b = p * Q_b = 17,5MPa * (5,66e^{-5}m^3/s * 4 \text{ cilindros}) = 4 Kw \quad (\text{Eq.8})$$

2.2. Dimensionamento do circuito hidráulico da cabeça rotativa com percussão

A cabeça rotativa é responsável pela rotação e percussão da ferramenta de perfuração, esse componente mecânico funciona continuamente ao longo da perfuração. Os parâmetros de perfuração como binário e velocidade de rotação da broca depende de vários fatores como o diâmetro da broca, a profundidade máxima de perfuração e a formação rochosa a ser perfurado. De acordo com [3], para formações rochosas duras, como calcário, granito ou outros tipos de rochas duras, a velocidade de rotação da broca deve ser reduzida para evitar danos. Essa faixa geralmente é de 30 a 100 RPM. O binário necessário depende do tamanho da broca, da dureza da rocha e do tipo de broca, em formação rochosas duras e para um furo de menor ou igual a 30 cm de diâmetro, geralmente varia de 2.000 a 4.000 Nm por cada 100 m de profundidade.

Baseado nos dados analisados na bibliografia [3], foi selecionado uma cabeça rotativa da *EURODRILL* do modelo *RH15X*, com um binário (B) que varia de 1050 Nm a 14,8kNm, à uma velocidade de rotação (η) de 51 a 716 RPM, isto é conseguido com uma pressão (p) de 28 MPa e um caudal (Q) de 170 l/min ($0,0028m^3/s$). Esse detém de uma válvula reguladora de caudal que possibilita o ajuste da velocidade angular do motor hidráulico e conseqüentemente o binário. A cabeça rotativa é equipada com um motor hidráulico que faz a percussão ou martelamento do solo, esse motor hidráulico funciona a uma pressão de 20 MPa e um caudal de 95 l/min ($0,00158m^3/s$), produzindo um binário de 550Nm e 2800 batimentos por minuto (BPM).



Figura 7 - cabeça rotativa EURODRILL RH 15X (fonte: catálogo do fabricante)

Para o funcionamento da cabeça rotativa é necessária uma bomba hidráulica com uma cilindrada (C_b) de:

$$C_b = \frac{Q_b}{\eta} = \frac{0,0028}{\frac{1500}{60}} = 112 \text{ cm}^3 / \text{rot} \quad (\text{Eq.9})$$

Utilizando o binário máximo (B) e a velocidade de rotação (η) da cabeça rotativa calculou-se a potência:

$$P_b = B * \eta = 14800 \text{ N} * \frac{51 \text{ RPM} * 2\pi}{60} = 79 \text{ kW} \quad (\text{Eq.10})$$

O motor hidráulico que faz a percussão da ferramenta é alimentado por uma bomba hidráulica com a seguinte cilindrada e potência:

$$C_b = \frac{Q_b}{\eta} = \frac{0,00158}{\frac{1500}{60}} = 63,2 \text{ cm}^3 / \text{rot} \quad (\text{Eq.11})$$

$$P_b = p * Q_b = 20 \text{ MPa} * 0,00158 = 31,6 \text{ kW} \quad (\text{Eq.12})$$

2.3. Dimensionamento do circuito hidráulico do sistema de avanço da ferramenta

Como já mencionado o sistema de avanço é constituído por um guincho acionado por um motor hidráulico que pressiona a broca contra o solo através de cabos de aço. A força aplicada sob a broca não deve ser maior que metade do peso total da máquina juntamente com a tara do camião. As hastes de perfuração ao serem adicionados à medida que a perfuração avança, os pesos exercem pressão adicional sob a broca tornando uma mais-valia para a operação.

Projetou-se um sistema de avanço que exerce uma força (F) de 80 kN sob a broca e faz a cabeça rotativa mover sob o mastro a uma velocidade de 20 m/min. Para alcançar essa força e velocidade foi necessário projetar um guincho (no capítulo 3) com um tambor de 10 cm de raio (r) e uma redutora que fornece no veio de saída um binário máximo de (B) de 8000 Nm à uma velocidade de 32 RPM. A velocidade do guincho é controlada por de uma válvula reguladora de caudal onde pode ser aumentada. No final da operação de perfuração, todas as hastes devem ser recuadas do furo, o guincho tem de exercer uma força capaz de recuá-las todas juntamente com a broca. As hastes de perfuração selecionadas de um catálogo da EURODRILL, tem comprimento de 6 m, um diâmetro de 114 mm, e o peso por haste e de 112 kg, somando o a totalidade de hastes necessária para perfurar 400m, são 67 hastes equivalente a um peso total de 7500 kg.

$$B = F * r = 80kN * 10cm = 8000 Nm \quad (\text{Eq.13})$$

$$\eta = \frac{V_{avanço}}{(2\pi * r)} = \frac{20m/min}{2\pi * 10cm} = 32 RPM \quad (\text{Eq.14})$$

$$Pot = B * \eta = 8000 * \frac{32 * 2\pi}{60} = 27 kW \quad (\text{Eq.15})$$

No dimensionamento da cilindrada da bomba hidráulica que alimenta o motor acoplado a redutora, considerou-se que a bomba hidráulica opera a uma pressão (p) de 20 MPa e uma velocidade (η) de 1500 RPM, sabendo a potência do sistema de avanço (eq. 15), calculou-se caudal e a cilindrada da bomba através das equações:

$$Q_b = Pot/\Delta p = 27kW/20 MPa = 0,00134m^3/s \quad (\text{Eq.16})$$

$$C_b = \frac{Q_b}{\eta} = \frac{0,00134}{\frac{1500}{60}} = 53,6 cm^3/rot \quad (\text{Eq.17})$$

O motor hidráulico tem o mesmo caudal e pressão da bomba, mas a velocidade de rotação é de 740 RPM. Tendo em conta esses dados, calculou-se a cilindrada do motor.

$$C_m = \frac{Q_b}{\eta} = \frac{0,00134}{\frac{740}{60}} = 107,2 cm^3/rot \quad (\text{Eq.18})$$

Decidiu-se fazer uma redução de velocidade da bomba hidráulica acoplada ao motor diesel a 1500 RPM, para o motor hidráulico que aciona a redutora do guincho que gira a 740 RPM, resultando em uma razão entre $\frac{C_m}{C_b}$ ou $\frac{\eta_m}{\eta_b} = 2$. Essa redução com os componentes hidráulicos, deixou para a caixa redutora (dimensionada no capítulo 3) a tarefa de reduzir os 740 RPM do motor hidráulico para os 32 RPM do tambor do guincho.

2.4 Dimensionamento da bomba centrífuga de circulação de água

A bomba centrífuga é a responsável pela circulação de água para o local preciso de perfuração, através das hastes de secção oca a água é circulada removendo os sedimentos e arrefecendo a broca de perfuração.

Segundo [4], A vazão depende do tamanho da broca e do tipo de formação, mas normalmente está na faixa de 300 a 500 l/min para um furo de 30 cm de diâmetro. Selecionou-se de um catálogo uma bomba centrífuga com um caudal de 25m³/h capaz de bombear até 400m com uma eficiência de 54% a uma velocidade de rotação de 2950 RPM. A bomba centrífuga é acoplada a um motor hidráulico que é controlada por uma válvula direcional manual 2/2, tendo só 2 posições (avanço e repouso). Segundo a revista *THE DRILLER*, a densidade da água da circulação a ser considerada é de 1080 kg/m³ uma vez que contem

sedimentos da perfuração. Com base na altura máxima da bomba (h), na eficiência e a caudal da bomba centrífuga (Q_b) calculou-se a potência necessária para alimentar a bomba.

$$Pot = \rho gh + p_{atm} * Q_b = (1080 * 9.81 * 400) * \frac{25}{3600} = 30.1kW \quad (Eq.19)$$

$$Efic=54\% \quad Pot=30,1/0,54=55.7kW$$

A bomba centrífuga selecionada no catálogo do fabricante *ZIRANTEC* modelo *FHMMW-25-400/8SM*, tem uma eficiência de 54%, fazendo com que o motor hidráulico que a move tenha uma potência de 55 kW. Sabendo a potência necessária para mover a bomba centrífuga, calculou-se o caudal e a cilindrada do motor hidráulico que a gira, tendo em conta uma pressão hidráulica de 20 MPa e a velocidade do veio da bomba de 2950 RPM.

$$Q_m = \frac{Pot}{\Delta p} = \frac{55.7kW}{20Mpa} = 0,00275m^3/s = 165l/min \quad (Eq.20)$$

$$C_M = \frac{Q_m}{\eta} = \frac{0,00275m^3/s}{2950/60} = 55cm^3/rot \quad (Eq.21)$$

A bomba hidráulica de acionamento do motor hidráulico está acoplada a um motor de combustão que gira a 1500 RPM. O que significa que a bomba hidráulica gira a 1500 RPM deve fornecer potência ao motor hidráulico da bomba centrífuga que gira a uma velocidade 2950 RPM. Calculou-se a cilindrada da bomba hidráulica utilizando o mesmo caudal do motor hidráulico e a velocidade de rotação do motor de combustão.

$$C_b = \frac{Q_b}{\eta} = \frac{0,00275m^3/s}{1500/60} = 110cm^3/rot \quad (Eq.22)$$

A cilindrada da bomba hidráulica é o dobro da cilindrada do motor hidráulico, o que gera uma multiplicação de velocidade, o motor faz 2 rotações para compensar uma rotação da bomba hidráulica.

Tendo em conta o princípio de funcionamento da máquina de perfuração, que consiste na rotação e percussão da broca pela cabeça rotativa, avanço desse sob o mastro puxado pelo guincho a cabo e a bomba centrífuga faz a circulação de água. Esses componentes hidráulicos são os que funcionam continuamente em conjunto e somem o maior consumo de energia, logo são os quatro componentes que determinam a potência máxima (Pot_{total}) do motor de combustão da unidade de potência hidráulica. A potência máxima é o somatório das potências dos atuadores hidráulicos mencionados (equações 10,12, 15 e 19).

$$Pot_{total} = 55.7 + 30.1 + 79 + 27=191,8kW. \quad (Eq. 23)$$

2.5 Simulação do circuito hidráulico no software *Matlab Simulink*

A simulação do circuito hidráulico no software *Matlab Simulink* envolveu vários passos, tais como a criação de um modelo *Simulink* do circuito com os devidos símbolos gráficos dos componentes disponíveis na biblioteca do software, ligar todos componentes com linhas que representam as condutas, especificar os parâmetros de entrada e saída bem como os parâmetros de cada componente.

Fez-se a simulação do circuito hidráulico da máquina no software *Matlab Simulink*, como mostra a figura 8, com o objetivo de verificar a eficácia dos cálculos efetuados com as equações acima. Começou-se por introduzir e conectar todos os componentes hidráulicos do circuito da figura 6, através dos seus símbolos gráfico disponíveis na biblioteca da *Simscape fluids*.

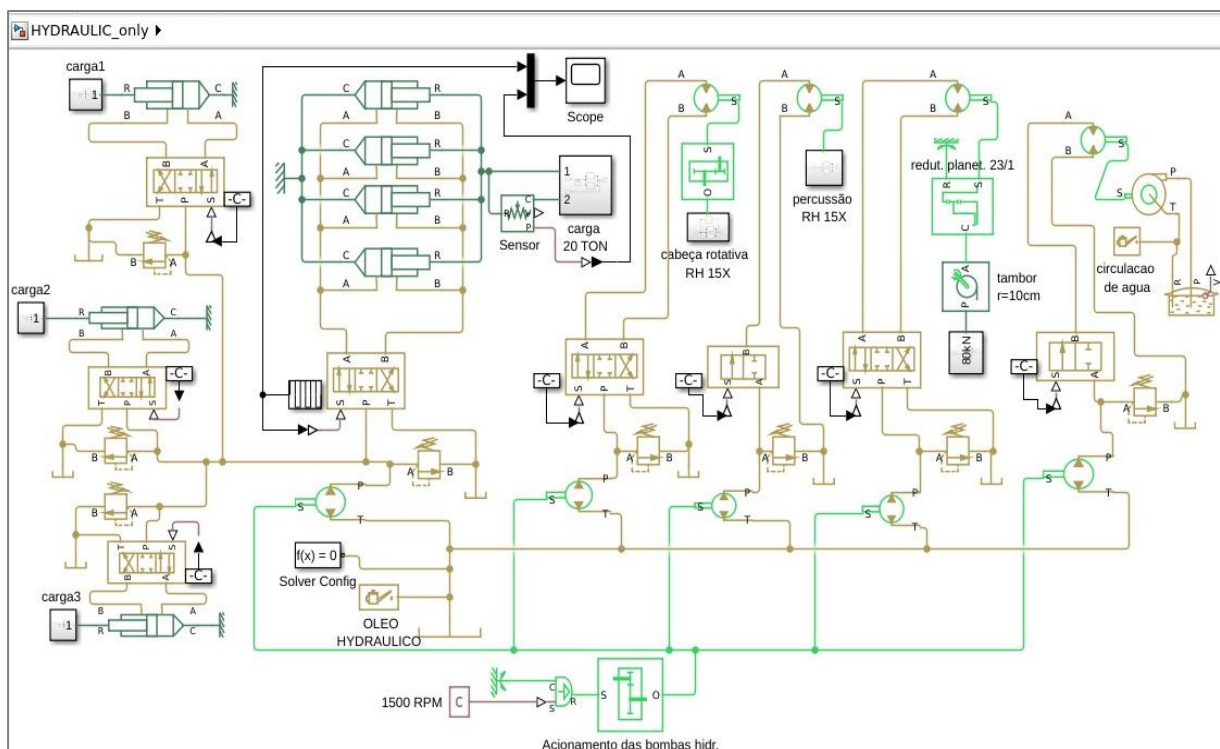


Figura 8- modelo *Simulink* do circuito hidráulico da máquina de perfuração

Através da janela de parâmetros de cada componente hidráulico no *Simulink*, introduziu-se os dados iniciais de cada componente. Dados como dimensões dos cilindros hidráulicos e seu carregamento máximo, cilindrada e caudal das bombas de alimentação dos atuadores, pressão máxima de cada válvula de segurança, etc.

Para modelar um subsistema mecânico translacional, é essencial considerar três blocos básicos de construção: uma mola, um amortecedor e uma massa, ilustrada na figura 9. A mola é usada

para representar a rigidez do sistema, o amortecedor representa a resistência oposto ao movimento, e a massa gera a inércia para a aceleração enquanto o sistema mecânico realiza o trabalho [5].

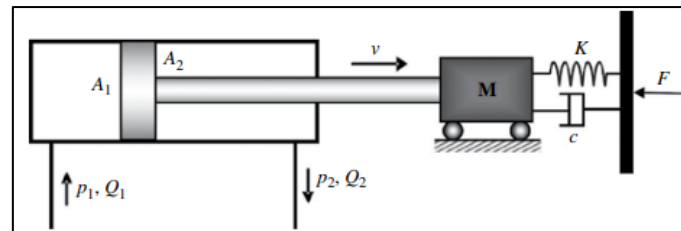


Figura 9- representação esquemática de um sistema mola amortecedor

Para simular o comportamento dinâmico da carga nos atuadores hidráulico de forma mais precisa, criou-se um subsistema composto por conjunto mola linear-amortecedor e a massa, como mostra a figura 10. Os parâmetros da mola e do amortecedor permaneceram como predefinido ($k=100N/m$ e $c=100N*s/m$) e a massa definida equivale à capacidade máxima dos cilindros (20 Ton). O sensor adicionado entre a carga e os atuadores hidráulicos mede a velocidade e o deslocamento dos cilindros através do deslocamento da mola, é um sensor ideal que não leva e conta a fricção, perdas de energia, demoras etc.

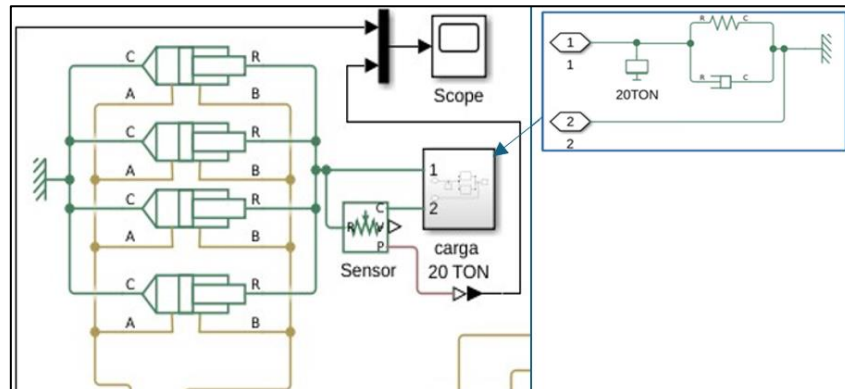


Figura 10 – modelo Simulink dos cilindros das sapatas e a carga

A carga foi definida para os motores hidráulicos de forma similar aos atuadores lineares, mas em vez de utilizar o conjunto mola-amortecedor linear utilizou-se molas e amortecedores rotacionais com os parâmetros predefinidos ($k= 100 N*m/rad$ e $c= 100 N*m*s/rad$) e um sensor ideal torsional, como mostra a figura 11.

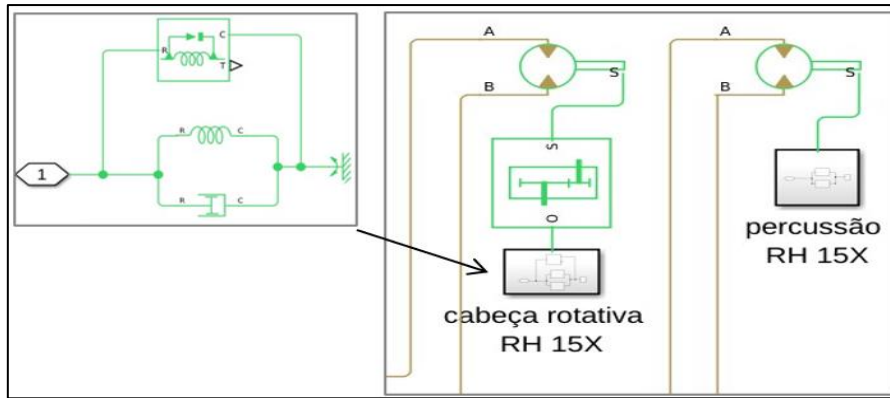


Figura 11- modelo Simulink dos motores hidráulico e o sistema mola-amortecedor.

Através do *scope* ligado ao sensor que mede o deslocamento dos cilindros, foi possível visualizar no gráfico o deslocamento máximo dos cilindros quando carregados. o gráfico do software *Simulink* na figura 12, esta representado o deslocamento dos quatro cilindros das sapatas num tempo de 120s, em função do comando dado a válvula direcional 4/3. Foram introduzidos os dados das equações 1, 2 e 3. Assim como previsto pelas equações feitos de forma manual, os cilindros hidráulicos atingiram o percurso máximo de 1,2 m em 60s equivalendo a uma velocidade de avanço de 0,02 m/s e uma velocidade de recuo de 0,03 m/s.

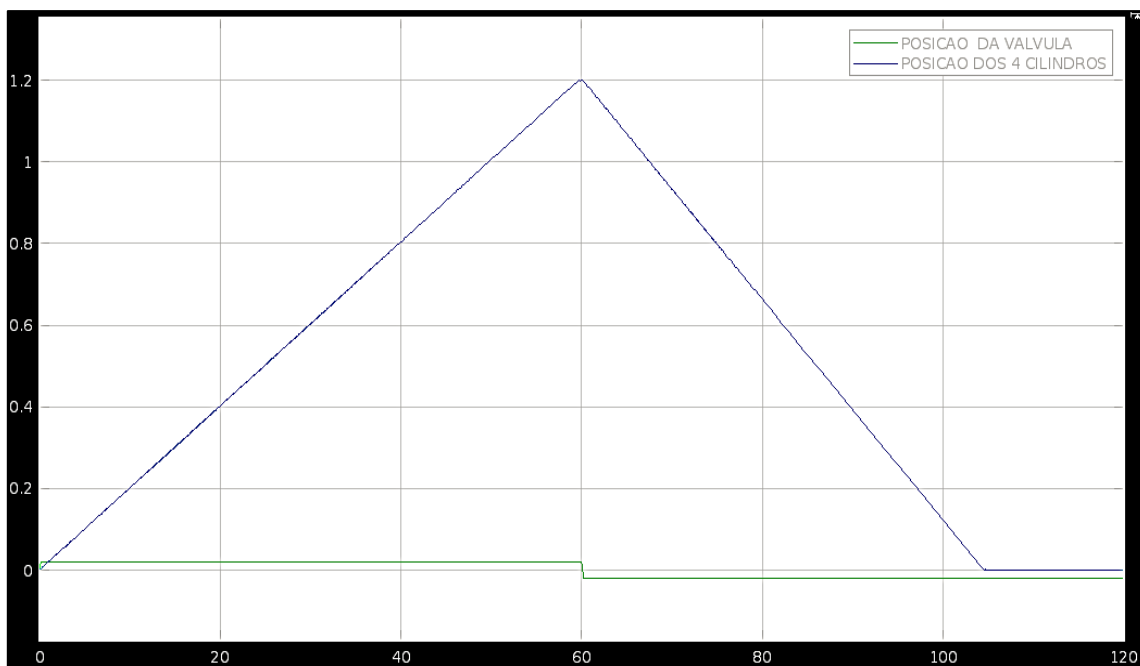


Figura 12-Avanço e recuo dos 4 cilindros [ordenadas: deslocamentos(m), abcissa: tempo (s)]

O sensor torsional da mola rotacional da figura 11, mede o binário da cabeça rotativa, que segundo o fabricante o componente mecânico atinge um binário máximo de 14,8 kN. O gráfico da figura 13 mostra o binário máximo alcançado pela cabeça rotativa sendo 14,79 kN.

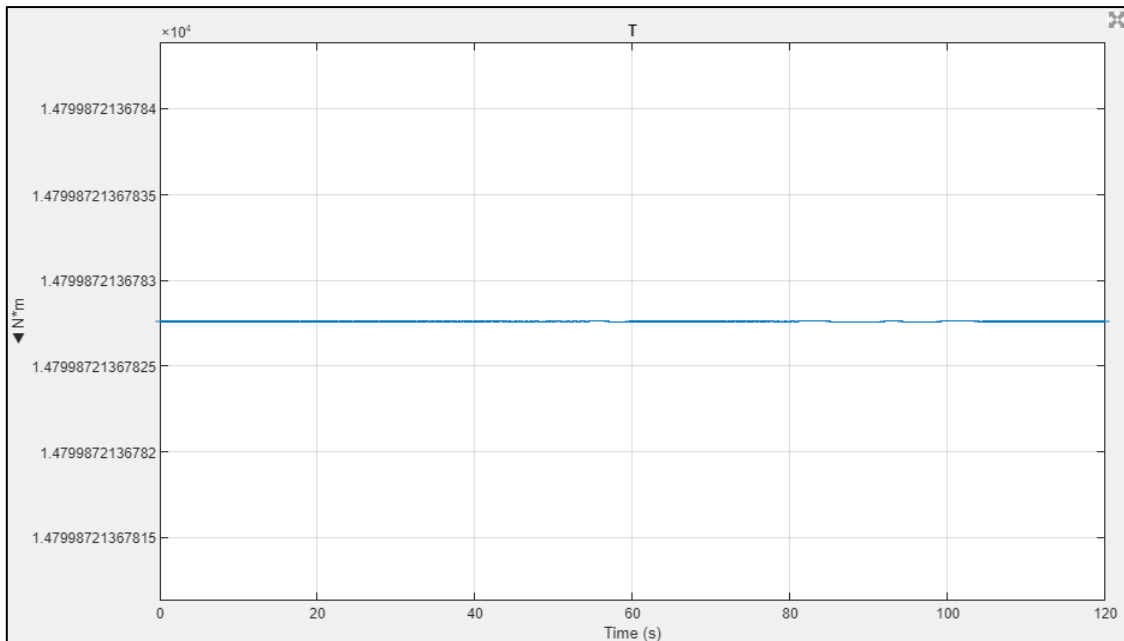


Figura 13- binário máximo da cabeça rotativa [ordenadas: binário (Nm), abcissa: tempo (s)]

Na figura 8 acima, tem uma representação gráfica do guincho do sistema de avanço composto pelo tambor e uma redutora de velocidade. Para analisar o binário máximo do guincho, utilizou-se no *Simulink* um bloco que representa a redutora de velocidade conectada ao motor hidráulico e um tambor do guincho onde o raio de 10 cm foi especificado. O resultado do binário do guincho do sistema de avanço foi de 8000 $N\cdot m$ como mostra a figura 14, confirmando o valor da equação 13.

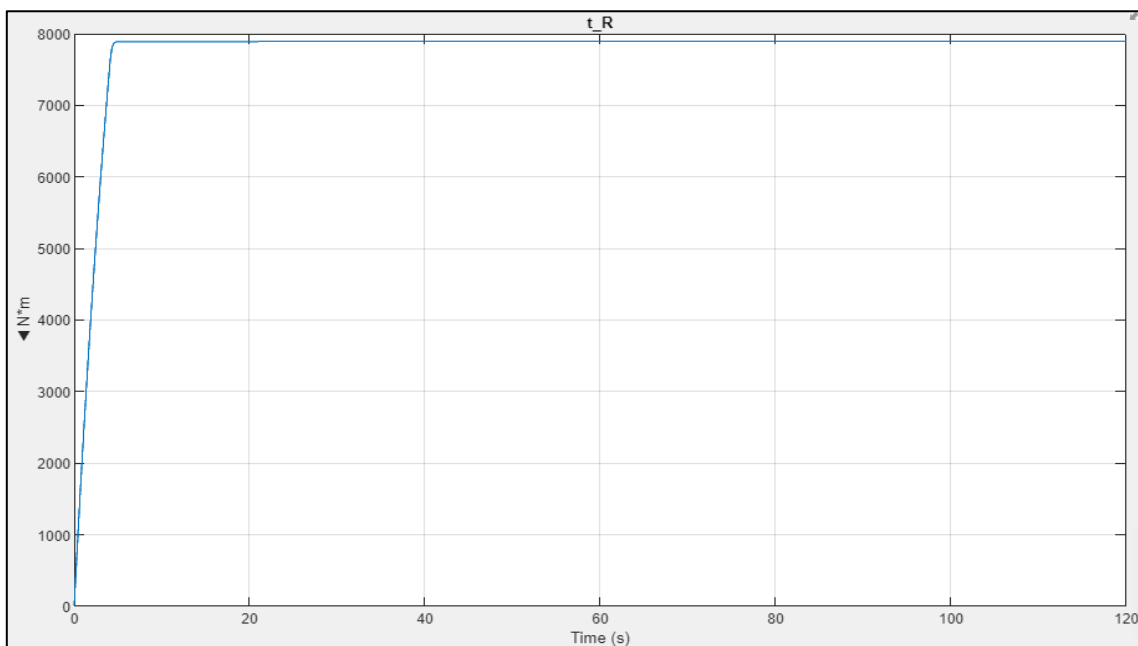


Figura 14- binário máx. guincho de avanço [ordenadas: binário (Nm), abcissa: tempo (s)]

A unidade de potência da máquina é composta pelo motor diesel acoplado no volante um acionamento de engrenagem com as 5 bombas hidráulicas. Na simulação com o software *Simulink*, utilizou-se um bloco que representa uma fonte ideal de velocidade angular configurado a 1500 RPM e uma caixa de engrenagem de razão fixa (1:1) que representa o acoplador das bombas hidráulica ao motor diesel, como ilustrado na figura 15.

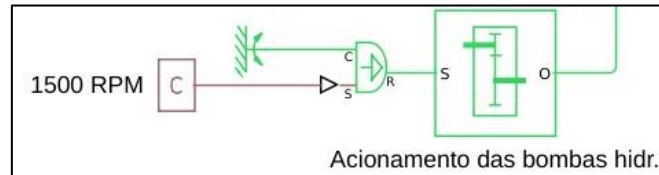


Figura 15. Representação gráfico da unidade de potência no simulink

2. Dimensionamento da redutora planetária do sistema de avanço

O sistema de avanço consiste nas ferramentas usadas para levantar e abaixar as hastes com a broca para dentro ou fora do furo. As partes mais visíveis do sistema de avanço, na figura 4 do 1º capítulo, é o motor hidráulico que fornece potência a uma caixa redutora acoplada a um tambor com 4 divisões para os cabos de aço (os dois cabos de aço nas extremidades fazem o avanço da broca e os dois cabos do centro fazem o recuo) e na figura 3 do 1º capítulo, é visível as duas polias no topo do mastro por onde passam os cabos de aço para o recuo, as rodas de aço que fazem a cabeça rotativa mover sob as flanges do perfil metálico do mastro.

O sistema de avanço deve avançar ou recuar as hastes a uma velocidade de 20 *m/min* e exercer uma carga de 8000 Kg sob a broca, essa carga não deve ultrapassar a metade peso total do caminhão com a máquina de perfuração, para assegurar a estabilidade da máquina quando a broca avança contro a formação rochosa ao mesmo tempo que essa carga deve ser maior que a o peso total de todas as hastes, sendo que no final da perfuração esse sistema recua todas as hastes com a broca para a superfície. Considerando que o caminhão de montagem da máquina de perfuração e da marca e modelo *Volvo FM400* ou similar, que tem uma tara de 11080 kg e a máquina de perfuração com as hastes tem um peso de aproximadamente 9000 kg, totalizando um peso bruto de 20 Ton. Esse valor foi estimado utilizando o modelo 3D feito no software *SolidWorks* juntamente com o peso de todas as hastes necessária para perfurar os 400 m de

profundidade (segundo o fabricante EURODRILL são 112kg/ haste, tendo 6m cada, são 7500 Kg das hastes).

Com os cálculos feitos no subcapítulo 2.3 (Equações 13, 14 e 15), demonstrou-se que no intuito de uma avançar ou recuar as hastes a uma velocidade 20m/min e exercer uma força de 80kN sob a broca, é necessário um guincho com um binário de 8000 Nm, um tambor com um raio de 10cm e que gira a uma velocidade de 740 RPM no veio de entrada e 32 RPM no veio de saída, correspondendo a uma razão de 23:1 e uma potência de 27 kW.

Depois de ter analisado as vantagens e aplicações de cada tipo de engrenagens existentes, conclui-se que a engrenagem de parafuso sem-fim/roda de coroa corresponde na escolha mais vantajosa. Uma engrenagem de parafuso sem-fim/roda de coroa é um caso particular das engrenagens não concorrentes caracterizadas por uma forma de uma das rodas, que se apresenta sob o aspeto de um parafuso. Este tipo de engrenagem é usado para transmitir movimento e potência entre veios não concorrente que formam, geralmente, um ângulo de 90° entre si [6]. O que o torna essa engrenagem mais adequado para essa aplicação é a capacidade de autobloqueio das engrenagens quando não acionada, a grande razão de redução em um só andar de engrenagem podendo chegar até aos 50:1 e o tamanho reduzido. Decidiu-se projetar uma redutora de engrenagem planetária para o sistema de avanço, que é a segunda melhor engrenagem para essa aplicação, uma vez que se fez o projeto no âmbito acadêmico, utilizou-se neste presente projeto para o aprimoramento do conhecimento de outros tipos de engrenagens.

3.1 Cálculos geométricos da engrenagem planetária

Engrenagens epicicloides (planetária) são disposto de modo que uma ou mais engrenagens sejam conduzidas por um braço rotativo (carregador), que gira por si só, em torno do centro, conforme está ilustrado na Figura 16. Assim, a engrenagem planetária (planeta) não apenas gira em torno do próprio eixo, como também, tem um movimento de translação em torno do centro do pinhão. um sistema de engrenagens planetária tem dois graus de liberdade, tornando a determinação da razão de redução mais complicada [7]. As engrenagens epicicloides ou planetárias têm diversas vantagens sobre as engrenagens convencionais, entre as quais estão a razão de transmissão mais alta obtida num espaço mais reduzido, possibilidade de saídas simultâneas com a entrada, concêntricas e bidirecionais disponíveis a partir de uma única entrada unidirecional [8]. As caixas de engrenagens planetárias funcionam da mesma maneira e oferecem o mesmo desempenho em ambos os sentidos de rotação. Esta é uma vantagem

notável no caso de máquinas que alternam regularmente entre rotação no sentido horário e anti-horário.

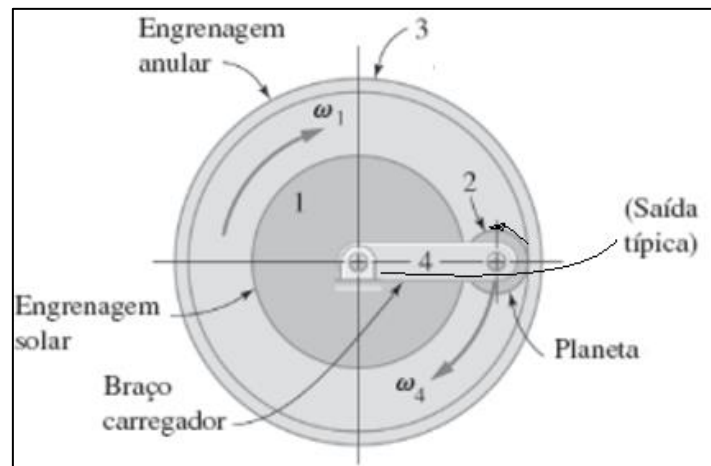


Figura 16 – Esquema de engrenagem planetária

Projetou-se uma redutora planetária que reduz os 740 RPM do motor hidráulico para 32 RPM no veio de saída correspondendo a uma razão de redução de 23:1. A redutora faz essa redução de velocidade em dois andares de engrenagens tendo cada andar 3 planetas, um carregador que porta os planetas, uma engrenagem solar (pinhão) e uma engrenagem anelar fixa ao cárter, com um arranjo similar ao da figura 17.

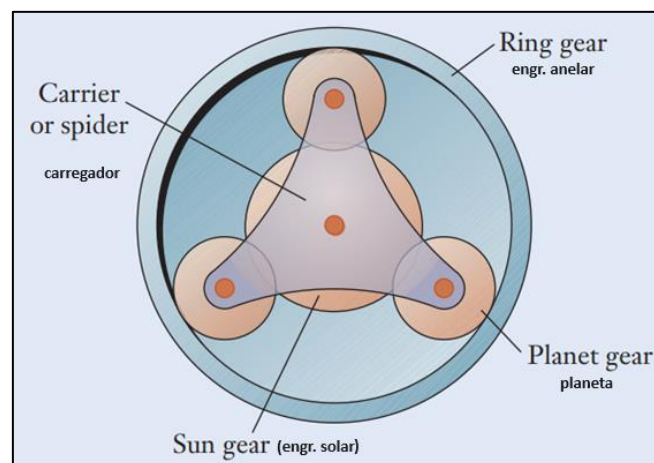


Figura 17- Arranjo das engrenagens planetária (fonte:[1])

Para realizar os cálculos, arbitrou-se alguns valores relativos às dimensões de dentado da engrenagem, representados na tabela 2. Definiu-se o número de dentes do pinhão começando pelo valor mínimo de 16 dentes para engrenagens helicoidal e fez-se vários cálculos iterativos com recurso ao software *KISSsys*, sendo os valores na tabela 2 os mais congruentes.

Tabela 2. Dados geométricos iniciais do 1º andar de engrenagem

1º andar de engrenagens			
	Engr. Solar (pinhão)	Planeta	Engr. Anelar (engr. interna)
Número de dentes (Z)	$Z_1 = 21$	$Z_2 = 30$	$Z_3 = 84$
Modulo nominal (m_n)	2.5		
Angulo de Pressão normal (α_n)	20°		
Angulo helicoidal (β)	12°		
Coef. mudança de perfil (x_n)	0.29	0.14	0.78
Inclinação da helicoidal	Direita	Esquerda	Direita
Velocid. de entrada (pinhão) ω	740 RPM		
Binário de entrada (B)	346 Nm		
Potência = B * ω	27 Kw		

A razão de transmissão (*i*) da redutora planetária quando engrenagem anelar é fixa e dada pela divisão do número de dentes da engrenagem maior pelo número de dentes do pinhão com um incremento de 1, pelo fato dos planetas terem dois graus de liberdade, ou seja, a rotação no seu eixo e a translação em torno do eixo da engrenagem solar.

$$i = \frac{Z_3}{Z_1} + 1 = \frac{84}{21} + 1 = 5 \quad (\text{Eq.24})$$

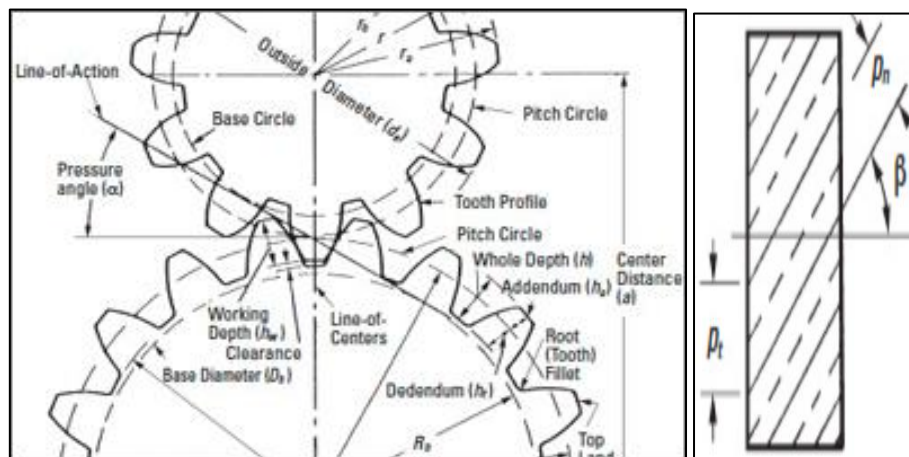


Figura 18 - Proporções de dentado de engrenagem helicoidal fonte:[6]).

Cada andar da redutora é constituído por uma engrenagem solar e 3 planetas, que consistem em engrenagens de dentado helicoidal, ilustrada na figura 18. A engrenagem anelar, que é fixado ao cárter, é uma engrenagem de dentado helicoidal interno cuja proporção de dentado está representado na figura 19.

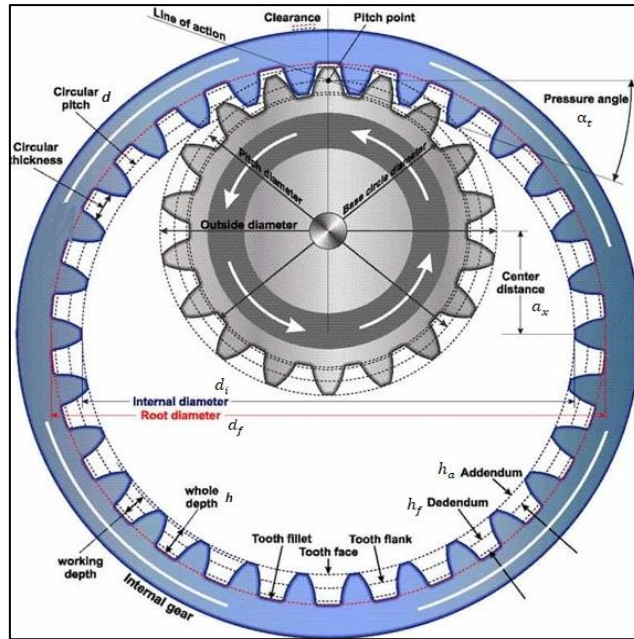


Figura 19 - Proporções de dentado de engrenagem interna (fonte:[6])

Com recursos aos valores especificados na tabela 2, foi calculada as dimensões da engrenagem planetária. A tabela 3 mostra as equações de todas as proporções de dentado apresentadas nas figuras 18 e 19. A engrenagem solar e a engrenagem planetária (ou planeta) partilham das mesmas equações de proporção de dentado de engrenagens helicoidal e a engrenagem anelar é dimensionada com as equações de proporção de dentado de engrenagem interna

Tabela 3. dimensionamento de engrenagens 1º andar

	Fórmulas	Engr. Solar (pinhão)	Engr. Planetária	Engr. Anelar
Passo axial P_x	$P_x = \frac{P_n}{\sin \beta}$ (Eq.25)	37,7 mm		
Passo nominal P_n	$P_n = m_n * \pi$ (Eq.26)	7,85 mm		
Angulo de pressão radial α_t	$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ (Eq.27)	20,4°		
Angulo de pressão radial de trabalho α_{wt}	$= \cos^{-1} \left[\frac{(z_1 + z_2) * \cos \alpha_t}{(z_1 + z_2) + 2 \cos \beta} \right]$ (Eq.28)	25,5°		
Entre eixos a_x	$a_x = \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta}$ (Eq.29)	65.17 mm		
Largura mínima (b)	$b_{min} = \frac{1,5 * P_n}{\tan \alpha_n}$ (Eq.30)	= 32 mm Valor atribuído = 56 mm	Valor atribuído = 60 mm	

Diâmetro primitivo d	$d = \frac{z_1 * m_n}{\cos \beta}$ (Eq.31)	53,70 mm	76,67 mm	214,70 mm
Diâmetro do círculo de base d_b	$d_b = d * \cos \alpha_t$ (Eq.32)	50,32 mm	71,15 mm	201,23 mm
Diâmetro primitivo de trabalho d_w	$d_w = \frac{d_b}{\cos \alpha_{wt}}$ (Eq.33)	55,75 mm	78,83mm	222,94mm
Altura de Addendum h_a	$h_a = m_n * (1 + x_n)$ (Eq.34)	3,17 mm	2,88mm	5,57mm
Altura de Dedendum h_f	$h_f = m_n * (1,25 - x_n)$ (Eq.35)	2,39 mm	2,76mm	5,56mm
Altura do dente h	$h = h_a + h_f$ (Eq.36)	5,56 mm	5,58mm	5,62mm
Diâmetro interno d_i	$d_e = d + 2h_a$ ($d_{e3} = d_3 - 2h_{a3}$) (Eq.37)	60 mm	82.29 mm	$d_{e3} = 205,8$ mm
Diâmetro de raiz d_f	$d_f = d_e - 2h$ ($d_{f3} = d_{e3} - 2h_3$) (Eq.38)	48,7 mm	71.15mm	$d_{f3} =$ 217 mm

O 2º andar de engrenagem planetária, faz uma redução dos 148 RPM do 1º andar para 32 RPM no veio de saída. Essas engrenagens tem o mesmo arranjo das do 1º andar, mas as dimensões são maiores uma vez que a uma redução de velocidade o binário aumenta. A tabela 4 apresenta os dados arbitrados para as engrenagens do 2º andar levando em conta que o 1º andar fez uma redução de 5:1, resta para o 2º andar uma redução de 4,6:1.

$$i = \frac{z_3}{z_1} + 1 = \frac{87}{24} + 1 = 4.6$$

Tabela 4. dados arbitrados 2º andar

2º andar de engrenagens			
	Engr. Solar (pinhão)	Engr. Planetária	Engr. Anelar (enr. interna)
Número de dentes (Z)	$Z_1 = 24$	$Z_2 = 30$	$Z_3 = 87$
Modulo nominal (m_n)	3 mm		
Angulo de Pressão normal (α_n)	20°		
Angulo helicoidal (β)	12°		
Coef. mudança de perfil (x_n)	0.49	0.49	0.087
Inclinação da helicoidal	Direita	Esquerda	Direita
Velocidade de entrada (pinhão)	148 RPM		
Binário de entrada	1729,7 Nm	Saída 8000Nm	

No cálculo dos parâmetros geométricos das engrenagens do 2º andar, utilizou-se as mesmas equações da tabela 3. O binário no pinhão (engrenagem solar) do 2º andar é de 1729,7 Nm, uma vez que esse andar tem uma razão de redução de 4.6/1, logo o binário na saída da redutora é de 8000 Nm. O 1º andar da redutora lida essencialmente com velocidade de rotação mais elevada, proveniente do motor hidráulico, já no 2º andar essa velocidade é reduzida resultando no aumento do binário e por esta razão as dimensões das engrenagens são maiores, como mostra a tabela 5.

Tabela 5. dimensionamento de engrenagens 2º andar

	Formula	Engr. Solar (pinhão)	Engr. Planetária	Engr. Anelar
Passo axial P_x	$P_x = \frac{P_n}{\sin \beta}$ (Eq.25)	45,33 mm		
Passo nominal P_n	$P_n = m_n * \pi$ (Eq.26)	9,42 mm		
Angulo de pressão radial α_t	$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ (Eq.27)	20,4°		
Angulo de pressão radial de trabalho α_{wt}	$\alpha_{wt} = \cos^{-1} \left[\frac{(z_1 + z_2) * \cos \alpha_t}{(z_1 + z_2) + 2 \cos \beta} \right]$ (Eq.28)	25,25°		
Entre eixos a_x	$a_x = \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta}$ (Eq.29)	85.81 mm		
Largura mínima b	$b_{min} = \frac{1,5 * P_n}{\tan \alpha_n}$ (Eq.30)	= 32 mm Valor considerado = 64	Valor considerado = 70 mm	
Diâmetro primitivo d	$d = \frac{z_1 * m_n}{\cos \beta}$ (Eq.31)	73,61 mm	92 mm	266,8 mm
Diâmetro do círculo de base d_b	$d_b = d * \cos \alpha_t$ (Eq.32)	68,99 mm	86,24 mm	250 mm
Diâmetro primitivo de trabalho d_w	$d_w = \frac{d_b}{\cos \alpha_{wt}}$ (Eq.33)	76,27 mm	95,34 mm	276,5 mm
Altura de Addendum h_a	$h_a = m_n * (1 + x_n)$ (Eq.34)	4,21 mm	4,2 mm	3,26 mm
Altura de Dedendum h_f	$h_f = m_n * (1,25 - x_n)$ (Eq.35)	2,26 mm	2,26 mm	3,49 mm
Altura do dente h	$h = h_a + h_f$ (Eq.36)	6,67 mm	6,46 mm	6,75 mm
Diâmetro externo d_e	$d_e = d + 2h_a$ ($d_{e3} = d_3 - 2h_{a3}$) (Eq.37)	82 mm	100,4 mm	$d_{e3} = 260,3$ mm
Diâmetro de raiz d_f	$d_w = d_e - 2h$ ($d_{w3} = d_{e3} + 2h_3$) (Eq.38)	69 mm	87,48 mm	$d_{f3} = 273,8$ mm

3.2 Dimensionamento da engrenagem planetária com o software *KISSsoft/KISSsys*

KISSsoft é um software de cálculo modular para o projeto, otimização e análise de elementos de máquinas. O software funciona com base em padrões de cálculo internacionais fornecendo amplas opções de otimização em todo o processo de dimensionamento dos elementos de máquinas. Fornece relatórios contendo informações detalhadas sobre dimensões das engrenagens, vida útil dos elementos, eficiência, etc. E também tem interfaces para todos os programas CAD padrões, permitindo exportar o modelo em formato STEP, IGES, etc. O software *KISSsys* é uma extensão do software *KISSsoft*, usado para calcular qualquer tipo de cálculo cinemática de transmissão, vida útil, gráficos e tabelas, vibrações, etc. Permite também usar sua linguagem de programação integrada para implementar cálculos e projetos próprios do usuário [9].

O software *KISSsoft* foi utilizado para otimizar os dados geométricos calculados nas tabelas 3 e 5, verificar a vida útil dos elementos, calcular a eficiência e gerar um relatório completo com todas as informações relevantes relativo à engrenagem.

Começou-se por fazer um diagrama no software *KISSsys*, introduzindo todos os elementos de máquinas essenciais no funcionamento da redutora, foram introduzidos elementos como rolamentos, eixos, engrenagens, acoplamentos, como mostra a figura 20. Também foi necessário introduzir os dados de velocidade (em *RPM*) na entrada e na saída da redutora planetária e a potência no eixo de entrada. A redutora está conectada a um motor hidráulico com 27 *kW* e com uma velocidade angular de 740 *RPM*, sendo a razão de transmissão 23:1, resulta numa velocidade na saída de 32 *RPM*.

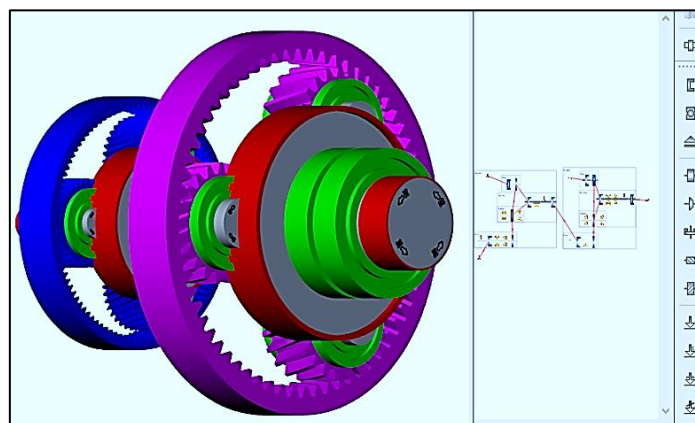


Figura 20 – Arquitetura da engrenagem planetária no software *KISSsys*

Foram introduzidos no Software *KISSsoft*, os dados geométricos das engrenagens, presentes nas tabelas [2](#) e [4](#) bem como alguns das tabelas [3](#) e [5](#). Informações como, o tipo de material das engrenagens e a forma de lubrificação que foi especificado por imersão no lubrificante *ISO-VG-46*. Na atribuição de material, escolheu-se para as engrenagens solares, os planetas, o carregador (porta planetas) e as engrenagens anelares de ambos os andares, os seguintes materiais:

Tabela 6 –Materiais atribuídos as engrenagens, carregador e o cárter da redutora planetária

	Engr. solar	Planetas (enr. planetária)	Engr. anelares	Carregador	cárter
1º andar	AISI 4340	EN - C22E	EN - C22E	EN-C22E	EN-GJL150
2º andar				AISI 4340	

Depois de ter especificado todas as informações acima referidas, gerou-se o relatório dos dois andares de engrenagens planetárias, encontrado em anexo (anexo B). A eficiência total da redutora foi de 96.5%, tendo uma eficiência de 98,1% e 98,4% no 1º e no 2º andar sucessivamente, como mostra a figura [21](#), resultando em uma potência de 26 kW no eixo de saída. Aplicando a equação da potência considerando os resultados de eficiência, para que o binário permanece 8000 Nm, a velocidade na saída reduz para 31 RPM.

$$\omega_{saida} = \frac{Pot}{B \cdot \frac{2\pi}{60}} = \frac{26kW}{8000 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 31 \text{ RPM}$$

KISSSOFT Calculation programs for machine design		
Gear power loss (kW)	0.085	0.061
Total power loss (kW)	0.436	
Total efficiency	0.984	

KISSSOFT Calculation programs for machine design		
Gear power loss (kW)	0.102	0.066
Total power loss (kW)	0.504	
Total efficiency	0.981	

Figura 21 – Eficiência total do 1º e 2º andar (Fonte: Anexo B)

3.3 Análise estrutural das engrenagens

A Análise de Elementos Finitos (FEA) é uma técnica computacional que divide estruturas complexas em elementos finitos mais pequenos, permitindo a simulação detalhada de fenómenos físicos. A análise estrutural ajudou a compreender a distribuição de tensões, os

padrões de deformação e os possíveis pontos de falha de nos componentes. Utilizou-se o software de *ANSYS* na análise do comportamento das engrenagens e do cárter, nas condições de funcionamento

A realização da análise de elementos finitos (FEA) das engrenagens planetárias envolveu uma abordagem sistemática que integrou conhecimento de mecânica de engrenagens, ferramentas computacionais e ciência de materiais. Abaixo estão as etapas utilizadas na realização da análise de elementos finitos em todas as engrenagens.

3.3.1 Modelação 3D das engrenagens

O software *SolidWorks* é um líder de desenho assistido por computador (CAD), fornece ferramentas e recursos poderosos que facilitam a criação de modelos 3D detalhados e precisos, montagem desses vários componentes em uma estrutura mais complexa.

Com recurso ao software *SolidWorks*, fez-se a modelação 3D dos componentes da máquina, criou-se o modelo CAD de todos os elementos da redutora planetária de forma individual e posteriormente utilizou-se a ferramenta de montagem do software na criação do modelo completo da redutora, presente na figura 22. Os modelos 3D das engrenagens foram exportados para o software *ANSYS Workbench* no formato *Parasolid*, onde foram realizadas as análises estruturais.



Figura 22 - Vista explodida da redutora planetária (fonte: Modelo 3D - SolidWorks Render)

3.3.2 Escolha do material

A escolha do material mais adequado para um elemento leva em conta a sua função, a magnitude da carga que será aplicada, o ambiente em que irá operar, as suas propriedades físicas e mecânicas, etc. Como especificado anteriormente na tabela 6, escolheu-se um aço *EN-C22E* temperado para as engrenagens anelares, os planetas e o carregador do 1º andar, atribuiu-se o aço *AISI 4340* temperado para as engrenagens solares e o carregador do 2º andar, e o cárter -e feito em ferro fundido *EN-GJL150*. As propriedades mecânicas desses materiais encontram-se na tabela 7.

Tabela 7 - Propriedades mecânicas dos materiais utilizados

	EN-C22E	AISI 4340	EN-GJL150
Resistência última à tração	520 MPa	900 MPa	150 MPa
Tensão de cedência	290 MPa	760 MPa	98 MPa
Módulo de elasticidade	190 GPa	210 GPa	103 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3	0.3	0.26
Módulo de corte	73 GPa	79 GPa	44 GPa

As engrenagens de aço são amplamente utilizadas por causa da elevada resistência, boa resiliência e custo moderado, mas, devido à exigência de resistência ao desgaste, as engrenagens de aço são usualmente tratadas termicamente para se produzir uma superfície de dente dura e resistente ao desgaste [5].

Escolheu um aço ao carbono com tratamento térmico de têmpera, que consiste no aquecido a uma temperatura elevada e rapidamente arrefecido, seguido de um revenido pós-têmpera, que é o tratamento térmico de uma peça temperada caracterizado por reaquecimento abaixo da zona crítica e arrefecido normalmente ao ar. O tratamento térmico têmpera aumenta a dureza e a resistência ao desgaste da superfície enquanto o núcleo permanece com a sua resistência ao impacto e à fadiga, já o revenido pós-têmpera ajusta a dureza solicitada pelo tratamento da têmpera, elimina fragilidade, aumenta a ductilidade, amplia a resistência ao choque.

A análise da fadiga das engrenagens é crucial para prever a sua vida útil e garantir uma operação confiável sob condições de carga cíclicas. As engrenagens estão sujeitas a repetidos ciclos de tensão devido ao seu movimento rotacional, o que pode levar à falha por fadiga ao longo do tempo. Na figura 23, está representada a curva SN típica dos aços ao carbono, aplicada ao aço *EN-C22E*.

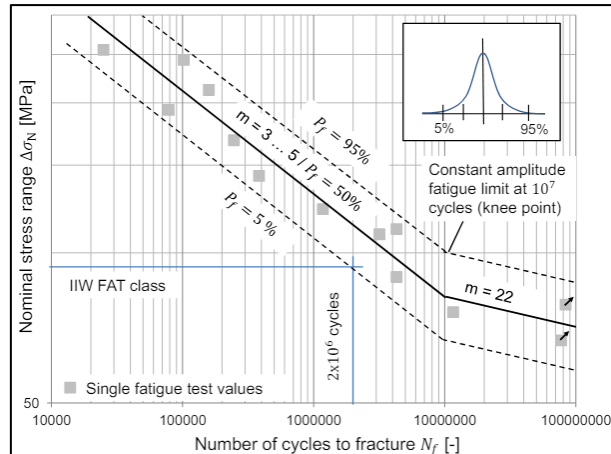


Figura 23 – Curva SN inclusivo do aço EN-C22E [10]

Na figura 24, encontra-se a curva SN do aço AISI 4340 sob diversos tipos de tratamento térmico e superficial. Tendo em conta esse aço foi submetido ao tratamento térmico de têmpera e revenido, fez-se análise de fadiga utilizando a curva SN de tratamento térmico normal (1ª curva da figura 24).

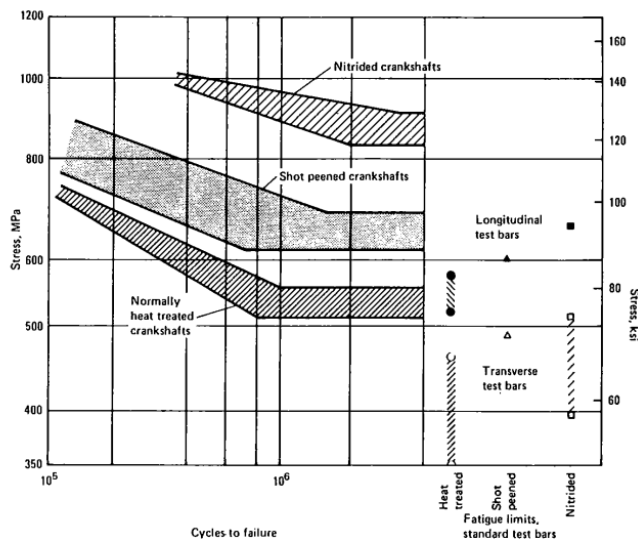


Figura 24 - Curva SN do aço AISI 4340 [11]

3.3.3 Malha de elementos finitos

A criação de malhas é uma etapa essencial na análise de elemento finito, uma vez que divide a geometria em elementos mais pequenos e gerenciáveis que o software pode resolver para aproximar o comportamento da estrutura real. Uma malha bem definida garante resultados precisos, enquanto otimiza os recursos computacionais.

As malhas foram selecionadas através de um processo iterativo de refinamento onde testou malhas com diferentes valores e analisou onde esses apresentaram maior precisão nos

resultados. O modelo 3D do 1º andar de engrenagem foi inserido no software *ANSYS Workbench* como um sistema completo de engrenagens, assim como mostra a figura 25, e definiu-se uma malha com os parâmetros apresentados na tabela 8 de elementos, e com refinamento de 2 nas faces de contato e as faces mais críticas da engrenagem.

Tabela 8 – Parâmetros dos elementos da malha

Tipo	Quantidade	tamanho
Tet10	106236	12 mm

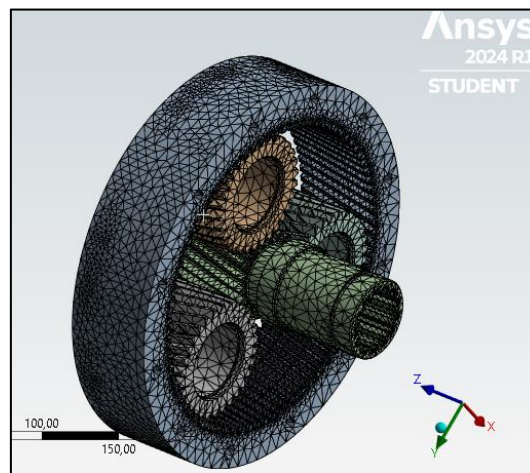


Figura 25 – Malha de elementos finitos do 1º andar (fonte: simulação no ANSYS)

As engrenagens do 2º andar foram analisados individualmente por serem de tamanhos maiores comparado com o 1º andar, uma vez que a malha gerada para o sistema completo seria grosseira considerando as limitações da malha na versão estudante do *ANSYS*. Em todas as engrenagens do 2º andar definiu-se uma malha de elementos tetraédrico, com os parâmetros representados na tabela 9, e as suas respectivas representações gráficas na figura 26.

Tabela 9 - Parâmetros dos elementos da malha

	Tipo de elemento	Quantidade de elemento	tamanho do elemento
engrenagem solar	Tet10	66896	8 mm
planeta	Tet10	62283	8 mm
engrenagem anelar	Tet10	30550	8 mm
carregador	Tet10	56846	8 mm

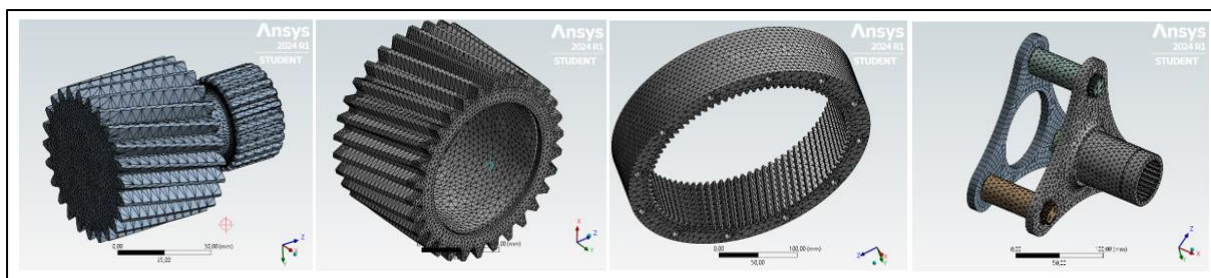


Figura 26 – Malha das engrenagens e do carregador do 2º andar.

3.3.4 Condições de fronteiras e cargas

As condições de fronteira simulam as restrições e interações entre os componentes da caixa de engrenagens. Definir adequadamente essas condições é essencial para resultados da simulação, ao definir com precisão as condições fronteiras e as cargas, os resultados da análise estrutural fornecem informações confiáveis sobre a distribuição de tensões, pontos mais frágeis e desempenho geral, levando a um melhor projeto e otimização dos componentes. A figura 27, ilustra as condições de fronteiras e carga aplicadas ao 1º e 2º andar de engrenagens, tendo em conta o binário de 346 Nm no pinhão de entrada (1º andar) e 1729 Nm no pinhão do 2º andar.

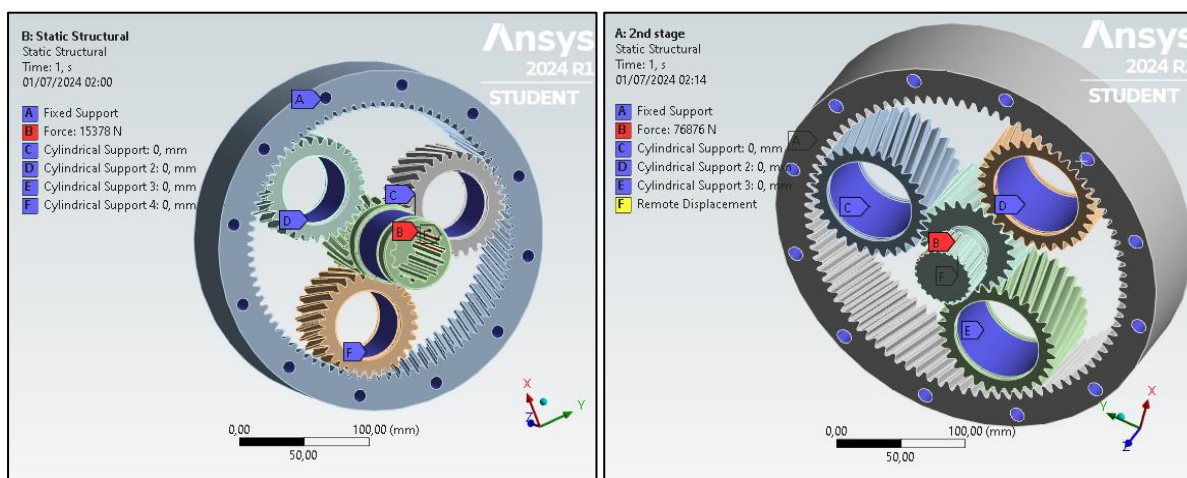


Figura 27 – Condições de fronteiras e cargas do 1 e 2º andar sucessivamente (fonte: simulação no ANSYS),

A aplicação das condições de fronteira é semelhante no 1º e no 2º andar de engrenagens, uma vez que esse tem o mesmo arranjo, variando somente na carga aplicada ao pinhão. No 1º andar de engrenagem aplicou-se aos dentes do cubo estriado no pinhão uma força, na direção tangencial, de 14378 N (resultado do binário na entrada de sob o raio primitivo do cubo estriado do pinhão $346 \text{ Nm} / 22,5 \text{ mm}$), no 2º andar aplicou-se uma força, na direção tangencial, de 76876 N , resultado do binário no 2º pinhão sob o raio primitivo dos dentes do veio estriado que acopla ao carregador do 1º andar ($1729 \text{ Nm} / 22,5 \text{ mm} = 76876 \text{ N}$).

O apoio cilíndrico é usado para restringir os graus de liberdade de uma estrutura em um sistema de coordenadas cilíndricas. Este tipo de suporte é particularmente útil para componentes como eixos, rolamentos e engrenagens, que muitas vezes possuem simetria rotacional. Utilizou-se apoio cilíndrico nas engrenagens solares e planetas a fim de simular os efeitos dos rolamentos, esses apoios foram configurados com um grau de liberdade, sendo rotação em torno do próprio eixo, e também o apoio ‘deslocamento remoto’ foi utilizado para restringir o pinhão do 2º andar a apenas um grau de liberdade (rotação no seu eixo). Definiu-se nas faces dos dentes das engrenagens um contato sem fricção que simula o engrenamento.

Como parte da configuração da redutora, as engrenagens anelares foram fixadas ao cárter, deixando para o carregador dos planetas a tarefa de fornecer o binário na saída. O carregador dos planetas (2º andar) foi configurado com um apoio cilíndrico (livre na direção tangencial) na face de alojamento dos rolamentos e apoios sem fricção nos 3 veios dos planetas, como ilustrado na figura 28. O apoio sem atrito no ANSYS é um tipo de condição de contorno usada para restringir uma estrutura de uma forma que permite que ela deslize livremente na direção tangencial, evitando o deslocamento normal. Esse tipo de apoio foi utilizado para definir o contato entre os dentes das engrenagens solares com os planetas e esses com as engrenagens anelares (figura 27 acima).

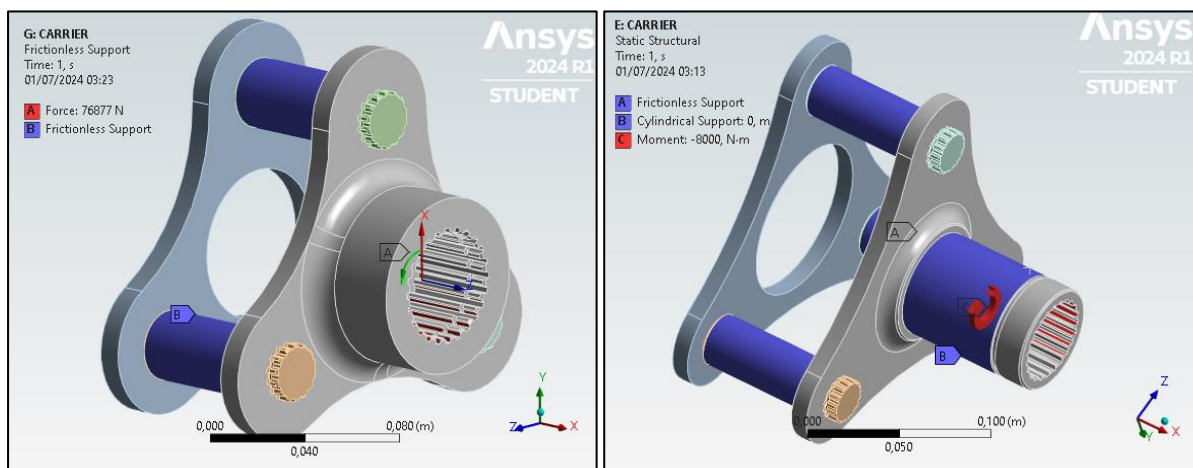


Figura 28 – Condições de fronteira do carregador de planetas do 1º e 2º andar, sucessivamente.

3.3.5 Resultados da análise estrutural

A interpretação dos resultados da análise estrutural das engrenagens, no ANSYS, envolve examinar a tensão equivalente de Von Mises, o fator de segurança e a fadiga do componente. Esses resultados possibilitam a identificação dos pontos mais suscetível a falha,

tomar decisões na otimização da geometria e garantir a confiabilidade e durabilidade do equipamento em condições operacionais.

A tensão equivalente de Von Mises indica se o material, quando sob ação de uma carga, irá ceder ou não, isto é, se a tensão equivalente de Von Mises resultante da aplicação da carga for maior ou igual a sua tensão limite de escoamento do material, o mesmo não pode proceder. Depois de configurar o pré-processamento da análise numérico, determinou-se a tensão equivalente de Von Mises das engrenagens do 1º e 2º andar, apresentadas nas figuras 29 e 30.

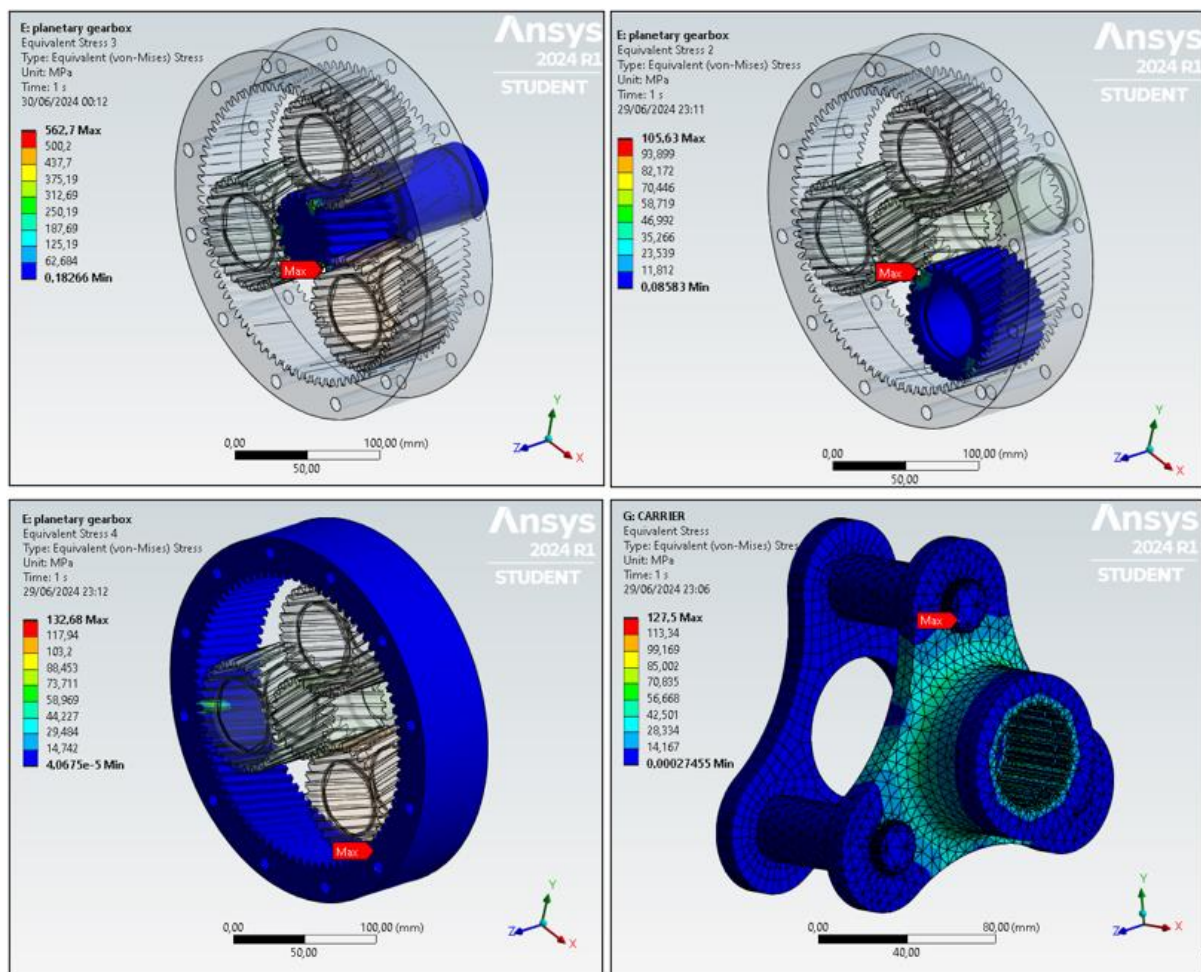


Figura 29 – Tensão equivalente de Von Mises das engrenagens do 1º andar

Na engrenagem solar ou pinhão do 1º andar encontrou-se a maior concentração de tensão, sendo a tensão equivalente de Von Mises igual a 562,7 MPa. Com o objetivo de saber a margem de segurança de cada uma das partes, fez-se a razão entre a tensão equivalente de Von Mises e a tensão de cedência do material atribuído, os resultados encontram-se na tabela 10.

Tabela 10 – Resultados de tensão das engrenagens 1º andar

	Engr, solar	Engr, planetária (planetas)	Eng, anelar	carregador
Tensão Eq, Von Mises (σ_{eq})	562,7 MPa	105,6 MPa	132,6 MPa	127,5 MPa
Tensão de cedência do material (σ_{ced})	760MPa	290 MPa	290 MPa	290 MPa
Fator de segurança (γ)	1,35	2,74	2,18	2,2

Os resultados de tensão no 2º andar são maiores comparado com o 1º andar alcançando valores de 615,8 MPa na engrenagem solar e 542,9 MPa no carregador dos planetas que é em simultâneo o veio de saída. Esse andar lida com binários mais elevados uma vez que a velocidade é reduzida.

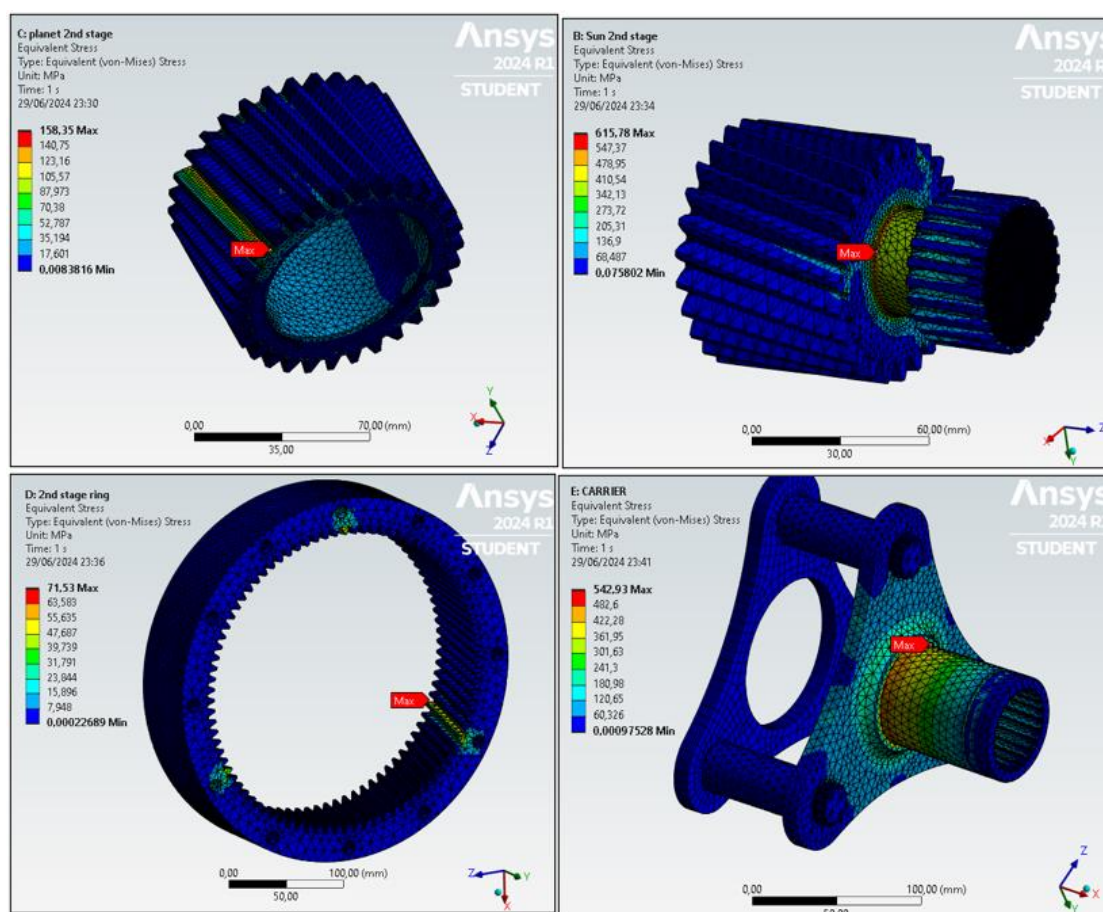


Figura 30 - tensão equivalente de Von Mises das engrenagens do 2º andar

Tabela 11 - Resultados de tensão das engrenagens do 2º andar

	Engr, solar	Engr, planetária (planetas)	Eng, anelar	carregador
Tensão Eq, Von Mises (σ_{eq})	615,8 MPa	158,35 MPa	71,5 MPa	543 MPa
Tensão de cedência do material (σ_{ced})	760MPa	290 MPa	290 MPa	760 MPa
Fator de segurança (γ)	1,2	1,8	4	1,4

O cárter é um elemento fundamental do redutor, serve de suporte para todos os elementos, mantendo-os protegidos e lubrificados. É muito importante que o projeto desse componente seja feito de forma cuidada, com as dimensões precisas, com o material e processo de fabrico barato e adequado para o seu bom funcionamento. Optou-se por um cárter de ferro fundido cinzento composto por 3 partes que são fixas nas engrenagens anelares. O pré processamento da análise estrutural do cárter consistiu na atribuição das propriedades mecânicas do ferro fundido cinzento *EN GJL150*, uma malha de 10 mm elementos do tipo *tet10*, aplicou-se apoios fixos nos furos dos parafusos na extremidade fixa na torre e o binário máximo do motor hidráulico de 346 Nm na outra extremidade. Os resultados de tensão no cárter encontram-se na figura 31.

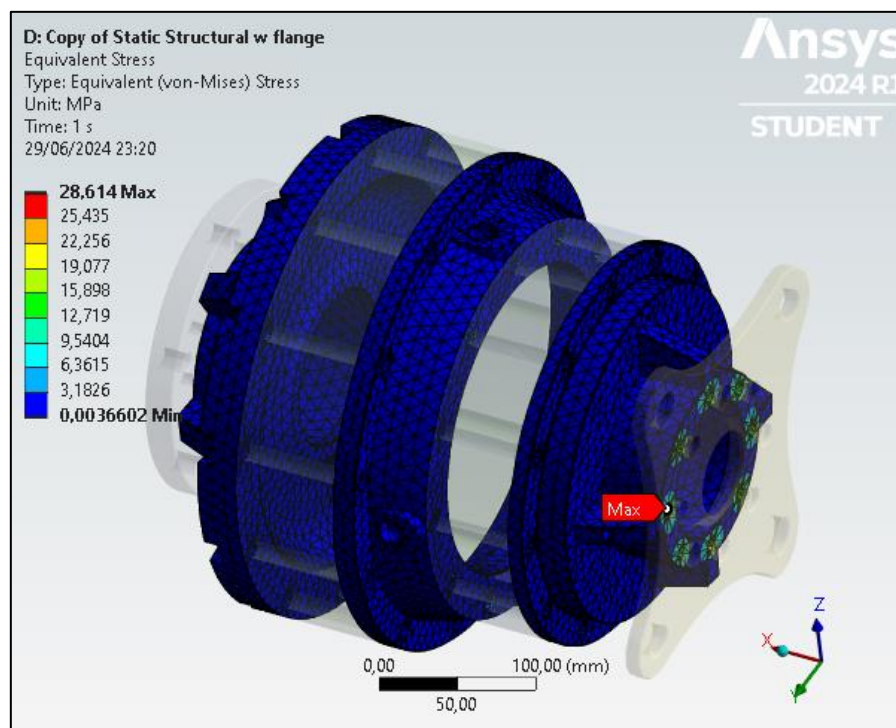


Figura 31 – tensão equivalente de Von Mises no Carter

Componentes submetidas a repetidas aplicações de cargas ou a condições de tensões que variam com o tempo, ao longo de vários milhares ou milhões de ciclos, falham devido ao fenômeno da fadiga. Os materiais são testados sob carga cíclica controlada para traçar a curva SN e determinar sua capacidade de resistir a essas cargas repetidas. Os dados resultantes são relatados como a resistência à fadiga [6].

As engrenagens podem falhar de diversas formas e se não houver indicações, como aumento no ruído ou nas vibrações, podem ser difíceis de detectar. Análises de fadiga são feitas para determinar o nível de performance de um material submetido a ciclos repetitivos de cargas. O software *ANSYS* possibilita a simulação do número de ciclos para a falha total. Utilizando as curvas SN dos aços *AISI 4340* e *EN-C22E*, nas figuras 23 e 24, simulou-se o número de ciclos necessário para a falha das engrenagens de ambos os andares. Depois de definir os valores das curvas SN, prosseguiu-se para as especificações dos parâmetros de fadiga, apresentadas na tabela 12, utilizados para ambos os andares de engrenagens.

Tabela 12 -Parâmetros da análise de fadiga

Tipo de análise	Teoria de tensão média	Tipo de carga	Componente de tensão
Vida útil	Goodman	Completamente reversível (R=-1)	Equiv. de Von Mises

Com base nos resultados de tensão equivalente de Von Mises em cada engrenagem, prosseguiu-se com as análises de fadiga no software *ANSYS*. Aplicou a correção de tensão média de *Goodman* para levar em conta o efeito da tensão média no cálculo de fadiga. Na figura 32, estão os resultados de fadiga, onde a simulação na engrenagem anelar do 1º andar resultou-se no menor número de ciclos para falha (6,35e5 ciclos).

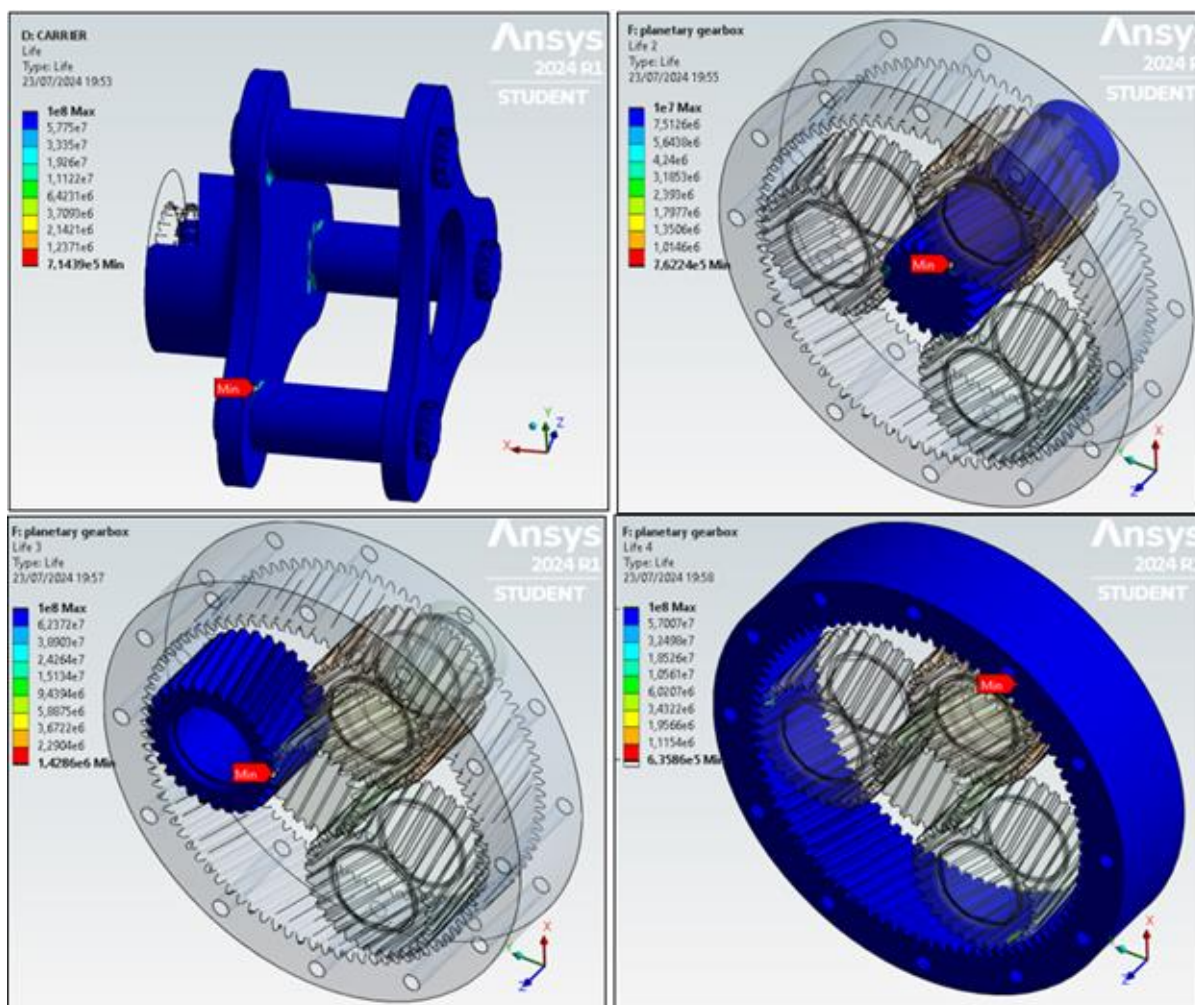


Figura 32 – análise de Fadiga do 1º andar de engrenagens.

A figura 33, mostra os resultados de fadiga do 2º andar tendo esse que suportar tensões mais elevadas devido ao binário mais alto na saída, os planetas do 2º andar tem a menor vida útil, de $5,33e5$ ciclo para a falha.

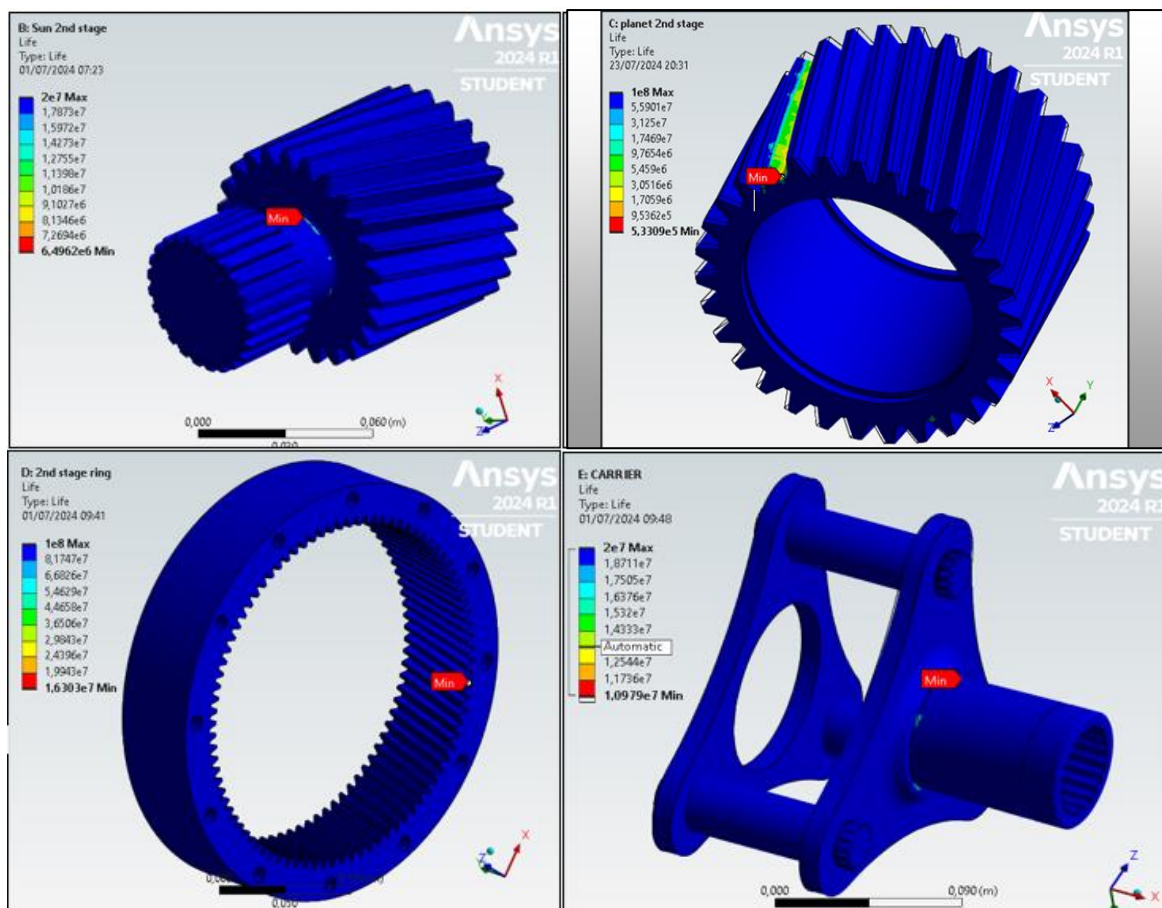


Figura 33 - Análise de Fadiga do 2º andar de engrenagens

O fator de segurança na análise de fadiga é vital para garantir a integridade estrutural, a fiabilidade e a segurança dos componentes. Aborda as incertezas e a variabilidade inerentes às propriedades dos materiais, às condições de carga, e às concentrações de tensão, proporcionando resultados confiáveis. O fator de segurança máximo é 15, para o fator de segurança da fadiga, valores inferiores a 1 indicam falha antes de ser atingida a vida útil projetada. Na tabela 13 estão representados os valores de fator de segurança das engrenagens do 1º e 2º andar resultados da análise de fadiga no software ANSYS.

Tabela 13- Fator de segurança da análise de fadiga

	Eng. Solar	Eng. Planetária	Eng. Anelar	carregador
1º andar	0,17	0,47	0,37	0,38
2º andar	0,82	0,38	0,83	1

3. Dimensionamento da estrutura metálica

A estrutura metálica da máquina de perfuração é composta pela plataforma metálica, que é fixo no chassi do caminhão e os componentes hidráulicos e mecânicos são nela montados, e pela torre ou mastro, esse é um componente estrutural crucial utilizado em todas as plataformas de perfuração. A torre ou mastro fornece a altura vertical e o suporte estrutural necessários para as operações de perfuração. Outras funções do mastro são:

- A torre suporta o equipamento de perfuração, incluindo a cabeça rotativa, as hastes de perfuração com a broca e outras ferramentas necessárias para o processo de perfuração.
- Permite o movimento vertical desses componentes. As flanges do perfil metálica selecionado para a torre serve ao mesmo tempo de trilha que permite o avanço e recuo na vertical da cabeça rotativa com as hastes e a broca, acionada pelo do guincho de avanço na base da torre.

No projeto da torre de perfuração, garantiu-se uma estrutura estável e robusta que pode suportar as forças e tensões significativas encontradas durante as operações de perfuração. Projetou-se uma torre composto por dois perfis em *C PFC 260 x 75 x 28* da *ArcelorMittal*, com o arranjo ilustrado na figura [34](#), e perfis *PFC 125 x 65 x 18* para o restante da estrutura, todos do aço *S235JR*.

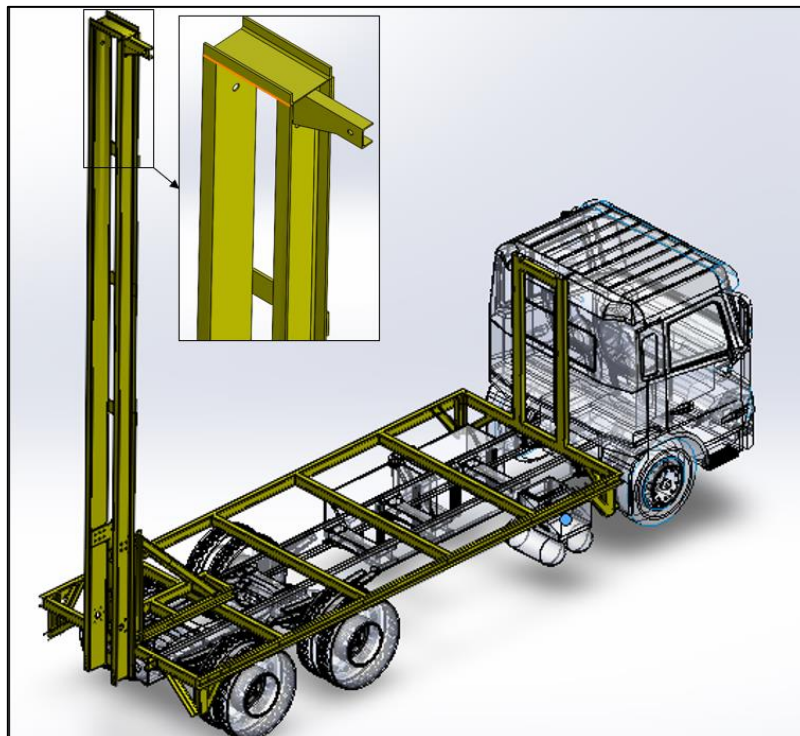


Figura 34 – estrutura metálica da máquina (torre e plataforma)

A torre, por ser a trilha de movimento vertical da cabeça rotativa com as ferramentas de perfuração, resultando em uma carga dinâmica, ou seja, uma carga que move ao longo do seu comprimento. Baseado nisso, determinou-se a tensão equivalente de *Von Mises* e a vida útil da torre, numa análise dinâmica transiente feito no software *ANSYS*, utilizando as propriedades mecânicas do aço *S235JR* (tabela 10) e a curva SN na figura 35.

Tabela 14 - propriedades mecânicas do aço *S235JR*

Resistência última à tração	360 MPa
Tensão de cedência	235 MPa
Módulo de elasticidade	210 GPa
Coef. de Poisson	0.3

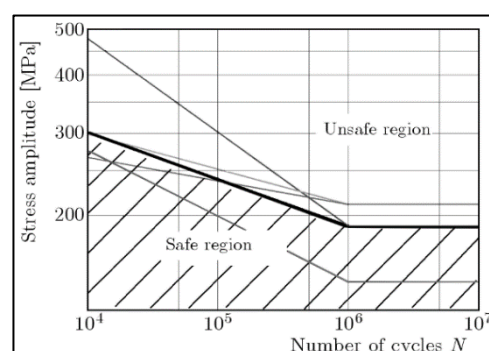


Figura 35- curva SN do Aço *S235JR* [12].

A análise estrutural dinâmica transiente é utilizada para avaliar o comportamento das estruturas em condições de carregamento dinâmico. Ao contrário da análise estrutural estática, que assume que as cargas são aplicadas de forma gradual e constante, a análise estrutural transiente considera a forma como as cargas variam ao longo do tempo e como a estrutura responde a essas variações. Pré processamento da análise estrutural transiente deu-se de forma semelhante às análises estruturais estáticas feitas no capítulo anterior. Criou-se o modelo *CAD* da estrutura no software *SolidWorks* e este foi introduzido no *ANSYS* no formato *parasolid* e definiu uma malha tetraédrica com elementos de 30 mm e com refinamento de 2 nas partes com maior concentração de tensão.

A torre de perfuração está submetida a uma variedade de cargas, sendo a força exercida pelo peso de todas as hastes (75kN), a força do guincho de avanço (80kN) e a reação dessa força no local onde o guincho é fixado (80kN), o binário da cabeça rotativa (14,8 kNm). A torre tem uma estrutura de suporte, fixado no chassi do caminhão, que o permite recolher. Essas condições de fronteiras e cargas foram introduzidas na análise estrutural transiente, como ilustrado na figura 36, onde as cargas que estão aplicadas a cabeça rotativa movem na vertical a uma velocidade de 20 m/min (335mm/s).

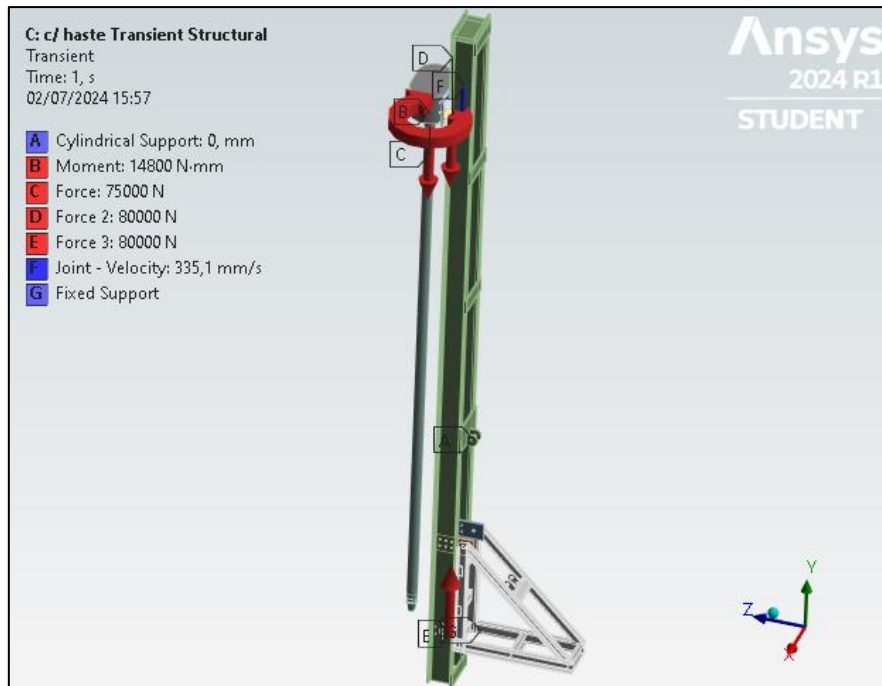


Figura 36 - condições de fronteiras e carga aplicadas a torre de perfuração.

Com a análise estrutural transiente, encontrou-se os resultados de tensão equivalente de Von Mises e a vida útil da torre, representados nas figuras 37 e 38. A tensão equivalente de Von Mises máximo resultado das cargas movendo pela torre, é de 66,7 MPa, o que corresponde a 28% da resistência do material.

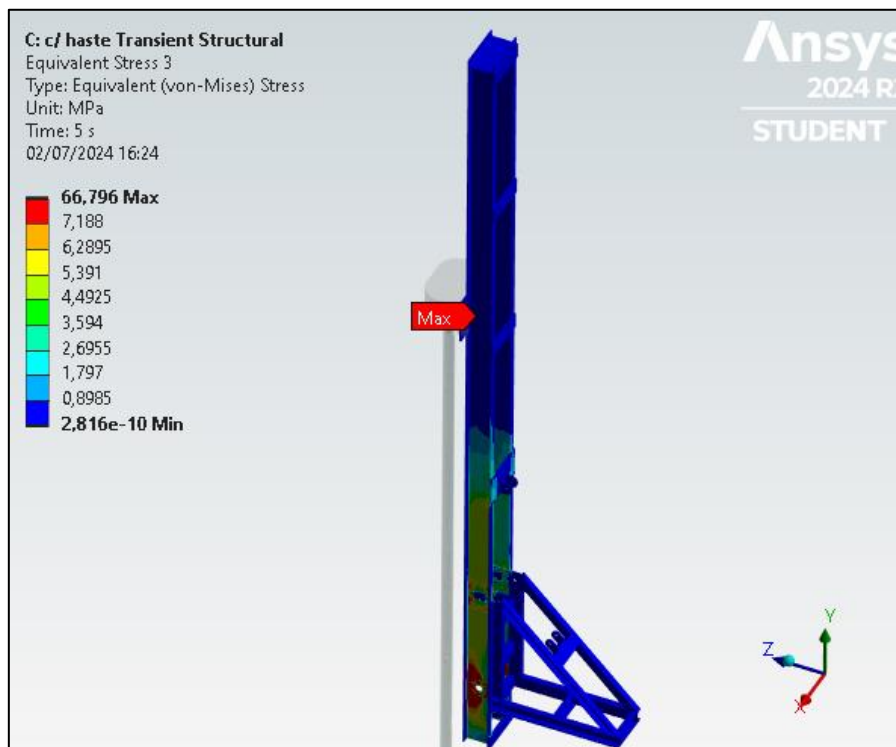


Figura 37 – Tensão equivalente de Von Mises máxima a torre de perfuração

A simulação da fadiga é uma parte indispensável da análise estrutural transiente da torre, fornece dados importantes sobre o comportamento aa longo prazo da estrutura sob cargas móveis. Fez-se a análise de fadiga da torre no *ANSYS*, utilizou a correção de tensão média de *Goodman* e configurou o carregamento como completamente reversível, o que significa que a carga é aplicada nos dois sentidos. Os resultados de fadiga encontram-se na figura 38, onde o número de ciclos mínimo para que correspondem à vida útil da torre é de 27 milhões de ciclo, isto é, esses resultados podem ser consideradas com uma vida útil infinita.

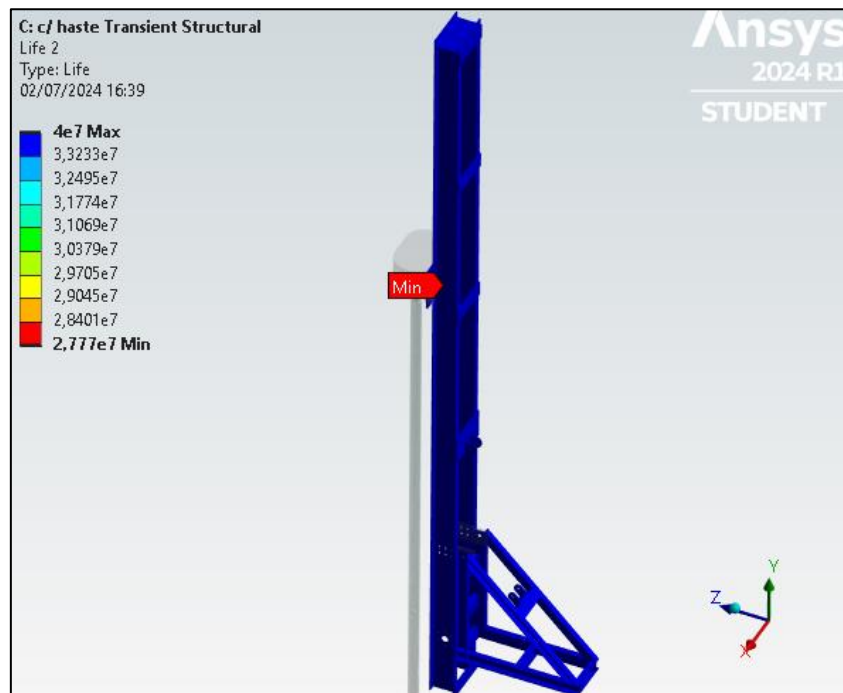


Figura 38 – resultados da análise de fadiga

4. Montagem final

Após o dimensionamento e seleção de todos os componentes, obteve-se o projeto de uma máquina de perfuração de solo, capaz de perfurar um furo de 30 cm até uma profundidade de 400 m. Foi modelado no software *SolidWorks*, todas as partes constituintes da máquina, fazendo assim a montagem completa renderizada na figura [39](#).

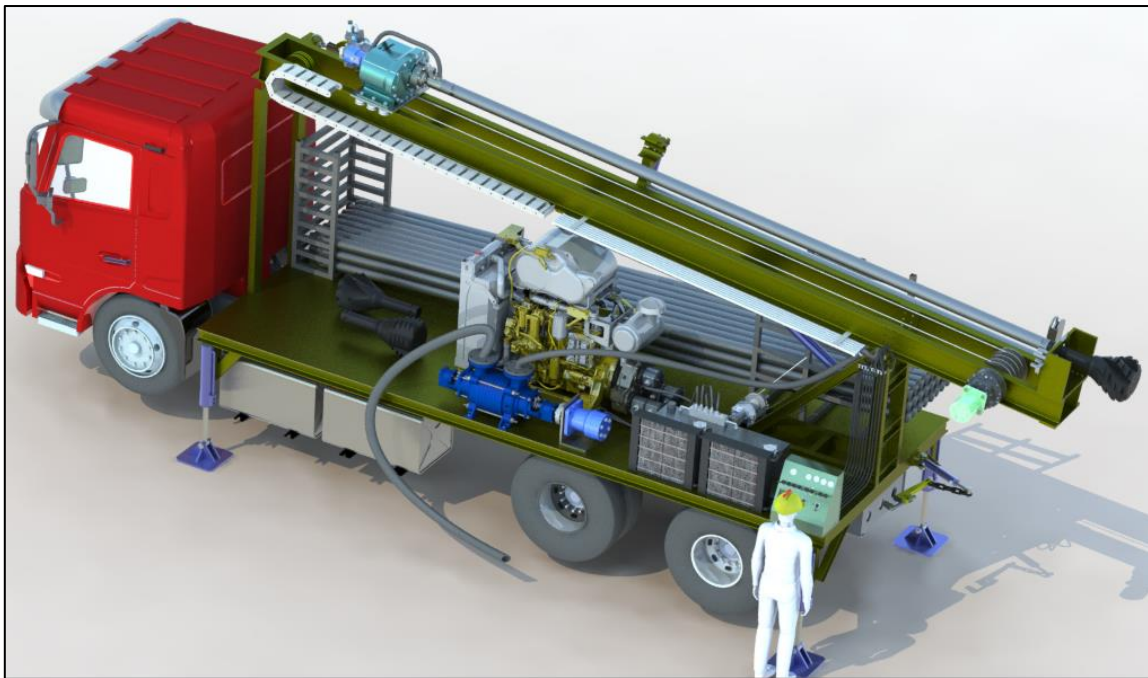


Figura 39 – modelo 3D da máquina de perfuração de solo (fonte: SolidWorks Render)

O motor de combustão escolhido como máquina motriz da unidade de potência hidráulica foi *CATERPILAR-C7.1* com 225 kW de potência e 1274 Nm de binário à 1500 RPM, acoplado no volante do motor um acionamento triplo para as bombas hidráulicas, *JOHN DEERE-28000 Triple Pump*, que aloja as 5 bombas hidráulicas. A bomba centrífuga de circulação de água, foi selecionado num catálogo de *ZIRANTEC*, como mostra a figura [40](#).

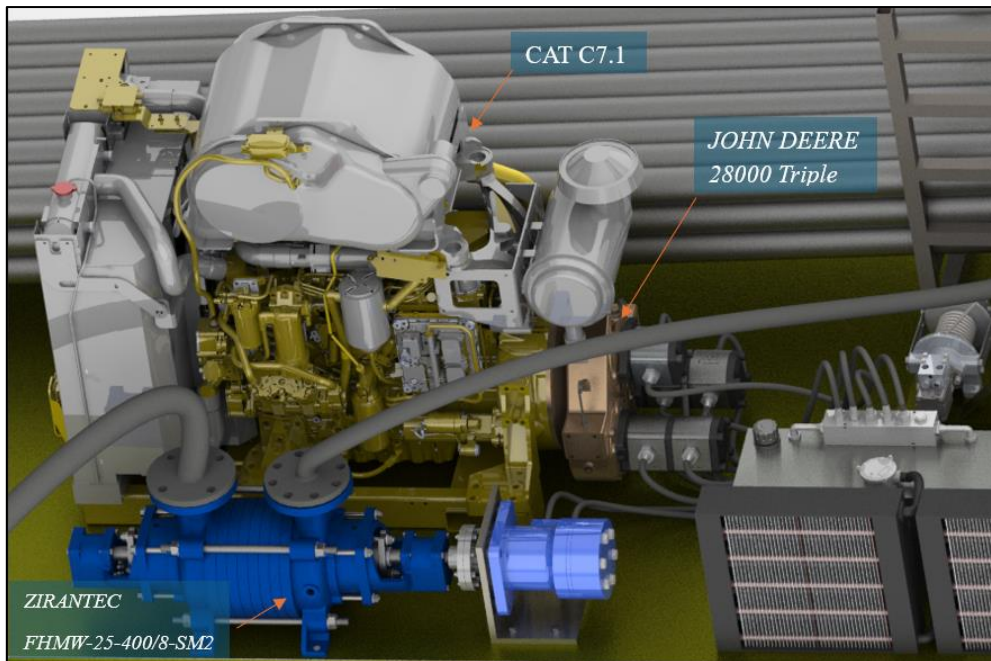


Figura 40 -unidade de potência hidráulica e bomba centrífuga (Fonte: SolidWorks Render)

As válvulas direcionais hidráulicas e as válvulas de controle de fluxo são os responsáveis pelo manuseio e controle dos movimentos de toda a máquina. As válvulas direcionais hidráulicas controlam a direção do fluxo de fluido hidráulico dentro do sistema, podem iniciar, parar e mudar a direção do fluxo, e as válvulas de controle de fluxo regulam a vazão do fluido hidráulico dentro de um sistema, podendo ser usado para ajustar a velocidade dos atuadores.

O circuito hidráulico deve ser montados de forma que as válvulas direcionais e de controle de fluxo estejam dispostos de forma organizada, com manómetro na saída de cada bomba hidráulico e o painel digital de controle do motor diesel, formando assim um painel de controle ilustrado na figura [41](#). O circuito hidráulico projetado, é composto na sua maioria por válvulas direcionais manuais centralizados por mola, essas válvulas oferecem controle direto sobre o fluxo de fluido hidráulico, permitindo que o operador esteja sempre em contato com a alavanca da válvula e diminuindo assim o tempo de reposta em caso de acidentes, também pelo seu baixo custo e requerem menos manutenção. Utilizou-se uma válvula direcional solenoide no comando do sistema de avanço, pelo facto de ser uma válvula elétrica possibilita a montagem de dois interruptores elétricos próximo das duas extremidades da torre, conectados eletricamente coma válvula, atuando como fim de curso da cabeça rotativa ao longo da torre.



Figura 41 – Painel de controle da máquina (Fonte: SolidWorks Render)

O óleo-hidráulico é um dos elementos mais importantes em sistema de transmissão de energia hidráulica, ele é o responsável por transmitir energia de sua fonte até seu local de implantação, pressurizado através de bombas hidráulicas. Com a soma dos caudais de todos os componentes hidráulicos que funcionam em conjunto, calculou-se o caudal que sai e entra no reservatório, sendo 8,5 l/s (510 l/min).

Selecionou-se um reservatório de óleo-hidráulico com capacidade 100 l, com dois filtros de sucção, dois permutadores de calor e o circuito utiliza o óleo hidráulico *ISO VG-46*. Um permutador de calor é um componente crítico em um circuito hidráulico, garante a operação eficiente e segura do sistema, ajuda a manter esta temperatura em um nível operacional, evita o superaquecimento que causa degradação do fluido e danos aos componentes. A temperatura de operação recomendada para o fluido hidráulico é de 40° a 56° C e normalmente bombas e atuadores hidráulicos funcionando por tempo prolongado causa o aumento da temperatura do óleo hidráulico, podendo alcançar os 80°C.

A máquina de perfuração de solo executa operações que requer o funcionamento dos atuadores por tempo estendido, e conseqüentemente a ação de pressurizar o óleo resulta no aumento da sua temperatura. Selecionou-se de um catálogo dois permutadores de calor ar/óleo, *Fyndynamica* serie *ST210*, com convecção forçada por ventoinhas, um caudal máximo de 260 l/min cada, um calor específico de dissipação 0,9 kW/° e a potência máxima e de 2500 W.

5. Conclusão

De acordo com os objetivos traçados, foi dimensionado uma máquina de perfuração de solo com capacidade de perfurar um furo de 30 cm de diâmetro alcançando uma profundidade de até 400 m e utiliza uma potência máxima de 197 kW na realização da tarefa. Tendo em conta a capacidade dessa máquina, pode ser utilizada para exploração de águas subterrâneas, exploração de energia geotérmica e furos de fundação na construção civil, nas formações rochosas mais duras. No desenvolvimento do projeto da máquina de perfuração de solo intencionou o enriquecimento do conhecimento nas áreas de projeto de máquinas, enquanto responde a dois dos desafios enfrentados pela comunidade internacional de Engenharia segundo a *NAE (National Academy of Engineering)* que é a exploração e fornecimento de água potável e a exploração de energias renováveis, neste caso a energia geotérmica.

Projetou-se um guincho para o sistema de avanço com uma redutora planetária que reduz as altas rotações do motor hidráulico em uma velocidade operacional desejável. A redutora que constitui uma melhor opção nessa aplicação e o parafuso sem-fim/roda de coroa, uma vez que tem altas razões de transmissão em um único estágio, tem a capacidade de autobloqueio prevenindo um possível acidente em caso de falha nos componentes hidráulicos, mas a desvantagem é a eficiência que não ultrapassa os 85%. Essa redutora foi objeto de estudo de um projeto anterior e no intuito de expandir o conhecimento no dimensionamento de redutoras, optou-se pela redutora planetária que constitui a segunda melhor opção. As caixas de engrenagens planetárias são altamente compactas em comparação com outros tipos de caixas de engrenagens com potências semelhante, eles podem transmitir altos níveis de potência em um espaço relativamente reduzido, o design compacto permite a integração em aplicações com espaço limitado, tornando-a ideal para uso no guincho de avanço uma vez que o espaço de montagem na torre é limitado. Essas redutoras normalmente apresentam perdas de energia mais baixas em comparação com outras caixas de engrenagens.

A bomba centrífuga selecionada, tem uma eficiência de 54% e precisa de 55kW de potência proveniente do motor diesel através do circuito hidráulico. Como uma forma de melhoramento, a bomba centrífuga juntamente com o circuito hidráulico que o aciona, podem ser retiradas da máquina de perfuração e fazer desse uma bomba centrífuga com um motor diesel próprio e independente que possa ser utilizada em outras operações que requerem uma bomba centrífuga. Com a retirada da bomba centrífuga, essa potência restante na máquina de perfuração pode ser

utilizada para aumentar a potência da cabeça de perfuração, optando por *EURODRILL RH24X* com 24kNm de binário, o que significa o aumento da profundidade de perfuração.

No desenvolvimento deste projeto, modelou-se com o software *SolidWorks* e *AutoCAD*, todos os componentes projetados permitindo a visualização *3d* realista da máquina, ajudando assim entender melhor. Os modelos CAD criados foram introduzidas no software ANSYS, onde fez-se análises de fadiga e de distribuição de tensões, permitindo uma avaliação abrangente e otimização das partes projetadas. E também, através dos modelos CAD, fez-se todos os desenhos técnicos (anexo C) aplicando os respectivos valores de tolerâncias e rugosidade de acordo as normas especificadas.

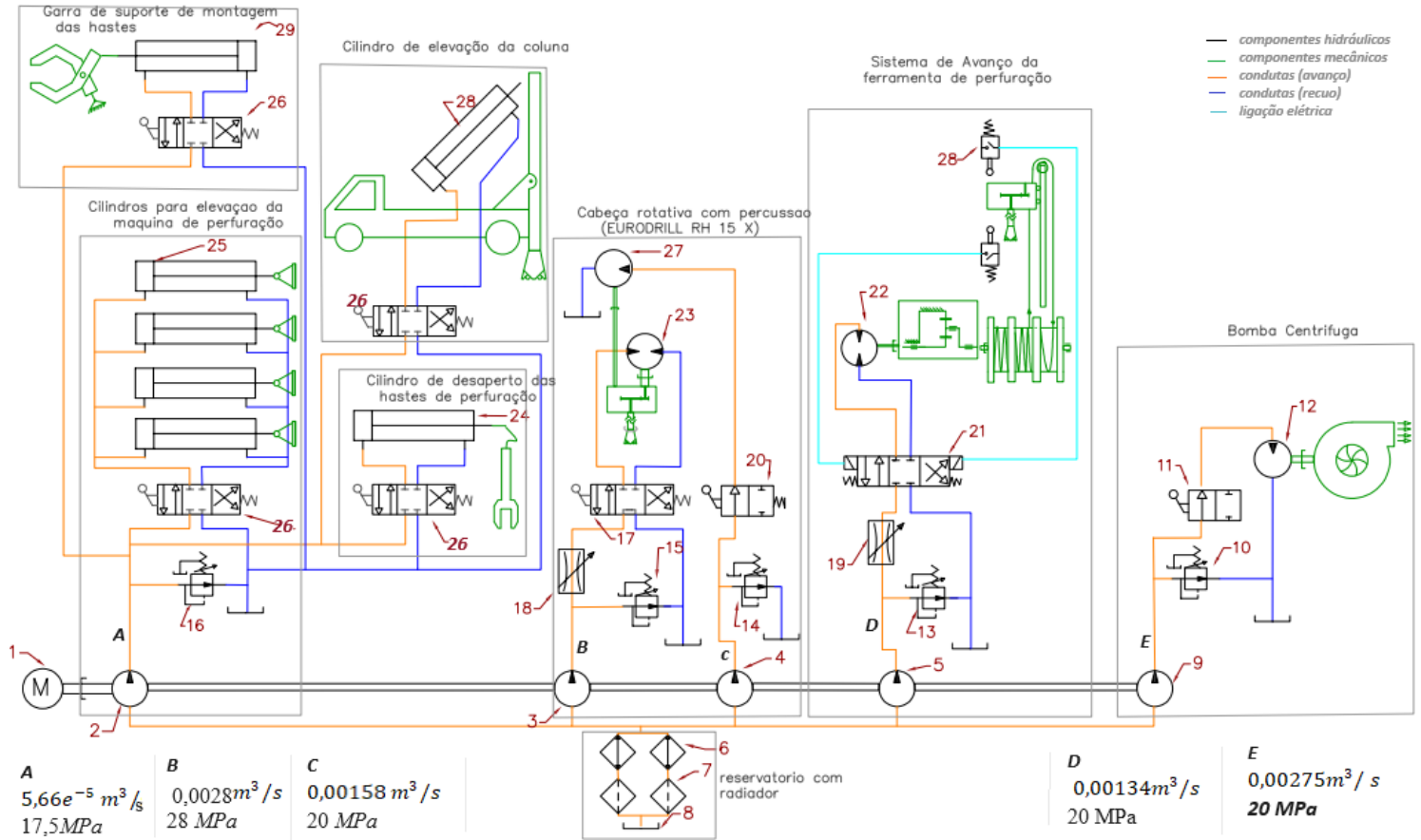
Utilizou-se o software *KISSsoft* no dimensionamento geométrico das engrenagens, esse é um software muito útil no projeto de máquina, já que fornece módulos de cálculo detalhados para vários tipos de engrenagens, incluindo engrenagens de dentes retos, helicoidais, cônicas, sem-fim e planetárias e abrange todos os aspetos do projeto de caixas reductoras, desde a geometria básica das engrenagens até a escolha dos rolamentos para os veios.

Com a utilização de todas os softwares CAD/CAE e outros de simulação numérica, na modelação *3d*, análise de elementos finitos, simulação numérica dos cálculos manuais, demonstrou a indispensabilidade dessas ferramentas no projeto mecânico, oferecendo benefícios significativos em termos de precisão, eficiência, e também permitem uma mais fácil interpretação e a compreensão de dados complexos, uma vez que esses são transformados em formas gráficas, como tabelas, gráficos e modelos *3d*.

Bibliografia

- [1] J. Wickert et al. **An Introduction to Mechanical Engineering**, Fourth Edition, Cengage Learning, 2015, EUA.
- [2] J. Watton et al. **Fundamentals of Fluid Power Control**, CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, 2009, EUA.
- [3] Robert F. et al. **fundamentals of drilling engineering e drilling data handbook**, Society of Petroleum Engineers, 2011, EUA.
- [4] Institut Francais du petrole, **Drilling data handbook**, 7th edition, editions Technip, 1999.
- [5] Q. Zhang. **Basics of Hydraulic Systems**, 2nd Edition, Taylor & Francis Group, 2016.
- [6] Robert L., et al. **Machine elements in Mechanical Design**, 6^a edition, Pearson Education, Inc. EUA, 2018.
- [7] Robert L. **Machine Design an Integrated Approach**, 4^oedition, Pearson Education, EUA, 2010
- [8] Collins, A, et al. **Projeto Mecânico de elementos de máquinas**, 2^o edição, Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda. 2019.
- [9] [online]. www.kissoft.com/ consultado em janeiro de 2024
- [10] J. Föhrenbach. **Fatigue life prediction of High Frequency Mechanical Impact (HFMI) treated Welded Joints by Numerical Simulation and Damage Mechanics Approaches**, Hochschule Offenburg, Germany, 2015.
- [11] Howard, E. **Atlas of Fatigue Curves**, ASM international.
- [12] Robak G., Szymaniec M., Łagoda T., **The fictitious radius as a tool for fatigue life estimation of notched elements**, Material Science Forum, 2012.
- THE DRILLER], www.thedriller.com/ reverse mud vs direct mud rotary in shales clays. consultado em janeiro de 2024

ANEXO A: Seleção dos componentes hidráulicos da máquina de perfuração



Nº	Qt	Designação	Referencia do fornecedor
1	1	Motor Diesel	CAT C7.1 225 kW
2	1	Bomba hidráulica de engrenagem	FERHADRAYLIK OT100P9S/G11S1
3; 4	1	Bomba de engrenagem dupla em serie	FERHADRAYLIK OT200P112/64SB25B5/2
5; 9	1	Bomba de engrenagem dupla em serie	FERHADRAYLIK OT200P110/110SB25B5/2
6	2	Filtro de sucção	PARKER ATZ2120WBPXL40V
7	2	Trocador de calor ar/óleo	Fyndynamica serie ST210
8	1	Reservatório 100 l	HYDROMOT HM-TANKS-75
10;13;14 15;16	5	Válvulas de segurança	Bosch R900409898

11,20	1	Válvula direcional manual 2/2	BHS HYDRAULIC -RD5200
12	1	Motor hidráulico de engrenagens	FERHADRAYLIK OT100M110S/G11S1
17	1	Válvula direcional manual 4/3	HYDROCAP B-Z80-A1-GKZ1
18;19	2	Válvula reguladora de caudal	
21	1	Válvula direcional solenoide 4/3	HYDROMOT- DSG-3C60-N01- 12V
22	1	Motor Hidráulico de engrenagens	FERHADRAYLIK OT100M55S/G11S1
23;27	2	(integrado da EURODRILL RH15X)	-----
24;29	2	Cilindro hidráulico ação dupla	SICROSA SERIE 703/1200
25;28	5	Cilindro hidráulico ação dupla	SICROSA SERIE 701/450
26	4	Válvula direcional manual 4/3	HYDROCAP B03P120-A1A1A1-GKZ1-3/4

Anexo B

Resultados da simulação com o software *KISSsoft* da
engrenagem planetária

Team-SolidSQUAD

File

Name : 1st stage planetary gearbox
Changed by: Devlin on: 08.01.2024 at: 22:13:46

CALCULATION OF A HELICAL PLANETARY GEAR STAGE

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0
Gear 3: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Number of planets	[p]	(1)	3	(1)
Power (kW)	[P]		26.808	
Speed (1/min)	[n]	740.0		0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)	[n2]		414.4	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]		148.0	
Torque (Nm)	[T]	345.9	0.0	1383.8
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]		1729.730	
Application factor	[KA]		1.50	
Distribution factor	[Kgam]		1.00	
Required service life (h)	[H]	20000.00		
Gear driving (+) / driven (-)		-	+/-	+
Working flank gear 1: Right flank				
Sense of rotation gear 1 counterclockwise				

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to DIN 3960:1987)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Center distance (mm)	[a]		66.208	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]		2.5000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		12.0000	
Number of teeth	[z]	21	30	-84
Facewidth (mm)	[b]	56.00	56.00	60.00
Hand of gear		right	left	right

Planetary axles can be placed in regular pitch.: 120°

Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	53.34	
External diameter (mm)	[di]			234.94
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]			0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

Gear 3: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

	----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Surface hardness	HRC 61	HRC 61	HRC 61
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :

Reference profile 1.25 / 0.30 / 1.0 DIN 867:1986

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.300 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 3 :

Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.300	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)			
Tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00	2.00

Lubrication type	Oil bath lubrication
Type of oil	Oil: ISO-VG 150
Lubricant base	Mineral-oil base
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40] 150.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100] 13.00
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil] 0.892
Oil temperature (°C)	[TS] 70.000

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 ----- GEAR 3 ---

Overall transmission ratio	[itot]	0.200			
Gear ratio	[u]	1.429		-2.800	
Transverse module (mm)	[mt]	2.556			
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.410			
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	22.694		12.352	
	[alfwt.e/i]	22.725 / 22.663		12.293 / 12.412	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	22.233		12.111	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	12.185		11.526	
Base helix angle (°)	[betab]	11.267			
Reference centre distance (mm)	[ad]	65.174		-69.008	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.4362		0.9251	
Profile shift coefficient	[x]	0.2920		0.1442 0.7809	
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.7833		1.6758 2.1392	
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.056		-0.056 0.000	
Reference diameter (mm)	[d]	53.673		76.676 -214.692	
Base diameter (mm)	[db]	50.303		71.862 -201.213	
Tip diameter (mm)	[da]	60.021		82.285 -205.787	
(mm)	[da.e/i]	60.021 / 60.011		82.285 / 82.275 -205.787 / -205.797	
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010		0.000 / -0.010 0.000 / -0.010	
Chamfer (1) / tip rounding (2:	in transverse section, 3:	in axial cross-section, 4:	In normal section)		
		0	0	1	
Tip chamfer (mm)	[hK]	0.392			
Tooth tip chamfer angle (°)	[delhK]	45.000			
Tip form diameter (mm)	[dFa]	60.021		82.285 -206.570	
(mm)	[dFa.e/i]	60.021 / 60.011		82.285 / 82.275 -206.570 / -206.580	
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	60.021 / 60.011		82.285 / 82.275 -206.570 / -206.580	
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	54.525		77.892 / 73.565 -205.981	
(mm)	[dw.e]	54.537		77.910 / 73.548 -205.935	
(mm)	[dw.i]	54.512		77.875 / 73.581 -206.028	
Root diameter (mm)	[df]	48.883		71.147 -217.037	
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.2535 / 0.2315		0.1057 / 0.0838 0.7287 / 0.7012	
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e]	48.690		70.954 -217.298	
(mm)	[df.i]	48.580		70.844 -217.435	
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.625		0.625 / 1.168 1.112	
Tip clearance upper allowance (mm)	[c.e]	0.796		0.796 / 1.387 1.283	
Tip clearance lower allowance (mm)	[c.i]	0.706		0.706 / 1.283 1.193	
Active root diameter (mm)	[dNf]	51.493		74.166 / 74.183 -212.524	

	(mm)	[dNf.e]	51.514	74.190/ 74.229	-212.473	
	(mm)	[dNf.i]	51.476	74.147/ 74.149	-212.569	
Root form diameter (mm)		[dFf]	50.906	73.304	-214.450	
	(mm)	[dFf.e/i]	50.825 / 50.781	73.197 / 73.138	-214.919 / -215.157	
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=						
			27, x0=	0.000)		
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)		[cF.e/i]	0.367 / 0.326	0.526 / 0.475	1.342 / 1.175	
Addendum (mm)		[ha = mn * (haP*+x)]		3.174	2.805	4.452
	(mm)	[ha.e/i]	3.174 / 3.169	2.805 / 2.800	4.452 / 4.447	
Dedendum (mm)		[hf = mn * (hfP*-x)]		2.395	2.764	1.173
	(mm)	[hf.e/i]	2.491 / 2.546	2.861 / 2.916	1.303 / 1.372	
Roll angle at dFa (°)		[xsi_dFa.e/i]	37.294 / 37.273	31.958 / 31.942	13.309 / 13.322	
Roll angle to dNf (°)		[xsi_dNf.e/i]	12.646 / 12.445	14.703 / 14.564		
		[xsi_dNf.e/i]		14.828 / 14.569	19.434 / 19.520	
Roll angle at dFf (°)		[xsi_dFf.e/i]	8.270 / 7.911	11.098 / 10.847	21.505 / 21.697	
Tooth height (mm)		[h]	5.569	5.569	5.625	
Virtual gear no. of teeth		[zn]	22.321	31.887	-89.285	
Normal tooth thickness at tip circle (mm)		[san]	1.571	1.825	2.579	
	(mm)	[san.e/i]	1.499 / 1.449	1.756 / 1.708	2.490 / 2.440	
(without consideration of tip chamfer/ tip rounding)						
Normal space width at root circle (mm)		[efn]	0.000	0.000	1.637	
	(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000	1.631 / 1.628	
Max. sliding velocity at tip (m/s)		[vga]	0.529	0.617/ 0.037	-0.237	
Specific sliding at the tip		[zetaa]	0.608	0.608/ 0.390	-0.103	
Specific sliding at the root		[zetaf]	-1.550	-1.550/ 0.093	-0.641	
Sliding factor on tip		[Kga]	0.365	0.313/ -0.213	-0.023	
Sliding factor on root		[Kgf]	-0.313	-0.365/ 0.023	0.213	
Pitch on reference circle (mm)		[pt]		8.029		
Base pitch (mm)		[pbt]		7.525		
Transverse pitch on contact-path (mm)		[pet]		7.525		
Lead height (mm)		[pz]	793.287	1133.267	3173.147	
Axial pitch (mm)		[px]	37.776	37.776	37.776	
Length of path of contact (mm)		[ga]		10.869	10.835	
	(mm)	[ga.e/i]		10.908 / 10.811	10.905 / 10.732	
Length T1-A (mm)		[T1A]	16.371	9.172/ 20.041	-34.205	
Length T1-B (mm)		[T1B]	13.027	12.516/ 16.732	-30.895	
Length T1-C (mm)		[T1C]	10.518	15.026/ 7.869	-22.032	
Length T1-D (mm)		[T1D]	8.846	16.698/ 12.516	-26.680	
Length T1-E (mm)		[T1E]	5.502	20.041/ 9.207	-23.370	
Diameter of single contact point B (mm)		[d-B]	56.650	76.097/ 79.271	-210.487	
	(mm)	[d-B.e]	53.324	79.210/ 76.097	-208.204	
	(mm)	[d-B.i]	53.318	79.283/ 76.090	-208.127	
Diameter of single contact point D (mm)		[d-D]	53.324	79.242/ 76.097	-208.168	
	(mm)	[d-D.e]	56.615	76.097/ 79.212	-210.487	
	(mm)	[d-D.i]	56.696	76.090/ 79.349	-210.500	
Transverse contact ratio		[eps_a]		1.444	1.440	
Transverse contact ratio with allowances		[eps_a.e/i]	1.450 / 1.437	1.449 / 1.426		
Overlap ratio		[eps_b]		1.482	1.482	
Total contact ratio		[eps_g]		2.927	2.922	
Total contact ratio with allowances		[eps_g.e/i]	2.932 / 2.919	2.932 / 2.909		

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----	----- GEAR 3 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	4296.968	4296.968	4296.968
Axial force (N)	[Fa]	913.3	913.3	913.3

Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa* 3]			2740.0	2740.0
Radial force (N)	[Fr]	1598.909		1598.909	
Normal force (N)	[Fnorm]	4674.9	4674.9		4674.9
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	76.73		76.73	
Only as information: Forces at operating pitch circle:					
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	4229.853		4478.668	
Axial force (N)	[Fa]	913.3	913.3/	913.3	913.3
Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa* 3]				2740.0
Radial force (N)	[Fr]	1768.838		980.804	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		1.66	(Planet)	
Running-in value (µm)	[yp]	0.600		0.630	
Running-in value (µm)	[yf]	0.637		0.713	
Gear body coefficient	[CR]	1.000		1.000	
Correction coefficient	[CM]	0.800		0.800	
Basic rack factor	[CBS]	0.975		0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000		1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c]	13.149		15.145	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]	17.531		20.140	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	14.901		17.119	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.0029		0.0158	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	35319		11364	
Resonance ratio (-)	[N]	0.017		0.036	
KHb calculated according to ISO 6336-1: 2006, Annex E (takes into account KA*KV)					
Axis alignment, pair 1 (µm)	[fΣβ / fΣδ]			0.0/	0.0
Axis alignment, pair 2 (µm)	[fΣβ / fΣδ]			0.0/	0.0
Torque (0: -, 1: <I, 2: <II, 3: <from shaft calculation)		0	0		0
(For intermediate results of gear pair 1 refer to file : KHBeta_calc12.tmp)					
(For intermediate results of gear pair 2 refer to file : KHBeta_calc23.tmp)					
Dynamic factor	[KV=max(KV12,KV23)]		1.02		
	[KV12,KV23]	1.01		1.02	
Face load factor - flank	[KHb]	1.00		1.00	
- Tooth root	[KFb]	1.00		1.00	
- Scuffing	[KBb]	1.00		1.00	
User specified factor KHα:					
Transverse load factor - flank	[KHα]	1.00		1.00	
- Tooth root	[KFα]	1.00		1.00	
- Scuffing	[KBα]	1.00		1.00	
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.28		1.28	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	2131.2	497.3		532.8

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: Calculation of roF and sFn according to ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter (z0=27, x0= 0.000, rofP*= 0.380)

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 ----- GEAR 3 ---

Calculated with manufacturing profile shift	[xE.e]	0.2535	0.1057	0.7287
Tooth form factor	[YF]	1.50	1.55/ 1.56	1.33

Stress correction factor	[YS]	2.08	1.92/ 1.92	2.15
Bending moment arm (mm)	[hF]	2.84	2.95/ 2.96	3.85
Working angle (°)	[alfFen]	23.03	21.79/ 21.84	15.50
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	5.26	5.31/ 5.31	6.68
Tooth root radius (mm)	[roF]	1.08	1.28/ 1.28	1.18
(hF* = 1.134/ 1.179/ 1.185/ 1.539 sFn* = 2.105/ 2.123/ 2.123/ 2.673)				
(roF* = 0.431/ 0.512/ 0.512/ 0.473 dsFn = 49.457/ 71.930/ 71.930/ -216.946 alfsFn = 30.0/ 30.0/ 30.0/ 60.0)				
Helix angle factor	[Ybet]		0.90	0.90
Deep tooth factor	[YDT]		1.00	1.00
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	56.00	56.00/ 56.00	60.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	86.21	82.33/ 82.58	73.39
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	132.38	126.41/ 126.81	112.70
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.999	0.996/ 0.996	1.003
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.877	0.903	0.901
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]		1.000	0.721
Load on left / right flank (%):		100.0/ 0.0	100.0/ 100.0	100.0/ 0.0
Stress correction factor	[Yst]		2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	860.00	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	514.99	380.72/ 380.85	531.36
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	720.99	533.00/ 533.19	743.91
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	5.45	4.22/ 4.20	6.60
Transmittable power (kW)	[kWRating]	104.29	80.74/ 80.51	126.40

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Zone factor	[ZH]		2.31	3.19
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		189.81	189.81
Contact ratio factor	[Zeps]		0.832	0.833
Helix angle factor	[Zbet]		1.011	1.011
Effective facewidth (mm)	[beff]		56.00	56.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		575.29	409.66
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		712.87	507.63
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00/ 1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	712.87	712.87/ 507.63	507.63
Lubrication coefficient at NL				
	[ZL]	0.992	0.992/ 0.992	0.992
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.961	0.961/ 0.961	0.961
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.951	0.951/ 0.968	0.968
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000/ 1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.891	0.932	0.930
Limited pitting is permitted: No				
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1212.38	1267.72/ 1291.00	1288.27
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1212.38	1267.72/ 1291.00	1288.27
Required safety				
	[SHmin]	1.00	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle				
	[SHw]	1.70	1.78/ 2.54	2.54
Safety for stress at single tooth contact				
	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.70	1.78/ 2.54	2.54

(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD) ²	2.89	3.16/ 6.47	6.44
Transmittable power (kW)	[kWRating]	77.54	84.78/ 173.39	172.66

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25		DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation				
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070/ -0.110	-0.070/ -0.110	-0.095/ -0.145
Number of teeth spanned	[k]	3.000	4.000	0.000
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	19.733	27.197	0.000
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	19.667/ 19.630	27.131/ 27.093	0.000/
		0.000		
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	53.868	76.623	0.000
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	4.601	4.350	3.914
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	5.000	4.500	4.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	31.482	41.971	-102.677
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	31.414/ 31.375	41.892/ 41.846	-102.840/ -102.925
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	55.540	77.482	-210.908
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	62.801	83.941	-205.354
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	62.666/ 62.589	83.783/ 83.692	-205.681/ -205.850
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	62.828/ 62.750	83.783/ 83.692	0.000/
		0.000		
Measurement over 2 pins (free) according to AGMA 2002 (mm)				
	[dk2f.e/i]	62.657/ 62.580	0.000/ 0.000	0.000/ 0.000
Measurement over 2 pins (transverse) according to AGMA 2002 (mm)				
	[dk2t.e/i]	62.984/ 62.906	0.000/ 0.000	0.000/ 0.000
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)				
	[dk3A.e/i]	62.828/ 62.750	83.783/ 83.692	0.000/
		0.000		
Effective dimensions over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	0.000/ 0.000	0.000/ 0.000	0.000/ 0.000
Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.				
Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)	[sc]	4.454	4.188	5.348
(mm)	[sc.e/i]	4.384/ 4.344	4.118/ 4.078	5.253/ 5.203
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	3.260	2.857	4.418
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	4.458	4.189	5.348
(mm)	[sn.e/i]	4.388/ 4.348	4.119/ 4.079	5.253/ 5.203
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	66.033/ 65.932	-66.559/ -66.738	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.175/ -0.277	-0.351/ -0.529	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	51.202	73.178	-214.048
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.189	-0.010	0.436
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.444	0.444	0.679
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.015/ -0.015	0.015/ -0.015	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.013/ -0.013	0.007/ -0.007	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.292/ 0.160	0.544/ 0.336	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.241/ 0.133	0.257/ 0.155	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.222/ 0.122	0.236/ 0.143	
Torsional angle at entry with fixed output:				
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.2074/ 0.1331	

7. GEAR ACCURACY

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----	----- GEAR 3 ---
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	8.50	8.50
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	8.00	8.00
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	12.00	13.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	8.50	8.50
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	7.00	7.00
Total profile deviation (µm)	[FaT]	11.00	11.00
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	10.00	10.00
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	10.00	10.00
Total helix deviation (µm)	[FbT]	14.00	14.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	27.00	27.00
Runout (µm)	[FrT]	21.00	21.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	39.00	39.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	12.00	12.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	31.00	31.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	9.50	9.50

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality)

		6)	
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]		9.10
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]		18.20

8. ADDITIONAL DATA

Mass (kg)	[m]	1.021	1.047	3.874
Total mass (kg)	[m]		8.036	
Moment of inertia (system with reference to the drive):				
calculation without consideration of the exact tooth shape				
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.0003784	0.001142	0.04837
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.07245		
Torsional stiffness at entry with driven force fixed:				
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	18.081		
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[delcr]	0.004		
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.091	0.082	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.878	-0.148	
Meshpower (kW)		21.447	21.447	
Gear power loss (kW)		0.102	0.066	
Total power loss (kW)			0.504	
Total efficiency			0.981	
Sound pressure level (according to Masuda)	[dB(A)]	68.3	70.1	

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Calculation of Gear 1

Tooth form, Sun gear, Step 1: Automatic (final machining)

haP*= 1.026, hfP*= 1.250, rofP*= 0.300

Calculation of Gear 2

Tooth form, Planets, Step 1: Automatic (final machining)

haP*= 1.026, hfP*= 1.250, rofP*= 0.380

Calculation of Gear 3

Tooth form, Internal gear, Step 1: Automatic (final machining)

z0= 27, x0=0.0000, da0= 75.704 mm, a0= -70.831 mm

haP0*= 1.339, roaP0*= 0.000, hfP0*= 0.976, rofP0*= 0.380

Tooth form, Internal gear, Step 2: Automatic (chamfer/rounding)

d= 206.575 mm, alfa=45.000 °, in transverse section

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root [SFmin] 1.40
Required safety for tooth flank [SHmin] 1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [Hatt] > 1000000

Tooth root service life (h) [HFatt] 1e+006 1e+006 1e+006
Tooth flank service life (h) [HHatt] 1e+006 1e+006 1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life (20000.0 h)

F1% F2% F3% H1% H2% H3%
0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution; t in (h):

$$R(t) = 100 * [Exp(-((t*fac - t0)/(T - t0)^b))]^p \%$$

Gear		p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	1	106560	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	1	106560	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
2	Tooth root	3	24864	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
2	Tooth flank	3	24864	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
3	Tooth root	1	26640	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
3	Tooth flank	1	26640	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
- Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the operating pitch circle.
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with Zbet = 1/(COS(beta)^0.5)
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..

Team-SolidSQUAD

File

Name : 2nd stage planetary gearbox
 Changed by: Devlin on: 19.01.2024 at: 23:11:30

CALCULATION OF A HELICAL PLANETARY GEAR STAGE

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0
 Gear 2: 0.000.0
 Gear 3: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Number of planets	[p]	(1)	3	(1)
Power (kW)	[P]		26.808	
Speed (1/min)	[n]	148.0		0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)	[n2]		92.8	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]		32.0	
Torque (Nm)	[T]	1729.7	0.0	6270.3
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]		8000.000	
Application factor	[KA]		1.25	
Distribution factor	[Kgam]		1.00	
Required service life (h)	[H]	20000.00		
Gear driving (+) / driven (-)		+	-/+	-
Working flank gear 1: Left flank				
Sense of rotation gear 1 counterclockwise				

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to DIN 3960:1987)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Center distance (mm)	[a]		85.500	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]		3.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		12.0000	
Number of teeth	[z]	24	30	-87
Facewidth (mm)	[b]	64.00	64.00	70.00
Hand of gear		right left right		
Planetary axles can be placed in regular pitch.:		120°		
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	66.18	
External diameter (mm)	[di]			295.20
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]			0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

Gear 3: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----	----- GEAR 3 ---
Surface hardness	HRC 61	HRC 61	HRC 61
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :
Reference profile 1.25 / 0.30 / 1.0 DIN 867:1986

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.300 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 2 :
Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 3 :
Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.300	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000	0.000

Type of profile modification: none (only running-in)
 Tip relief (µm) [Ca] 2.00 2.00 2.00

Lubrication type	Oil bath lubrication
Type of oil	Oil: ISO-VG 220
Lubricant base	Mineral-oil base
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40] 220.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100] 17.50
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil] 0.895
Oil temperature (°C)	[TS] 70.000

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---	
Overall transmission ratio	[itot]		4.625		
Gear ratio	[u]		1.250	-2.900	
Transverse module (mm)	[mt]		3.067		
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]		20.410		
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]		24.807	16.633	
	[alfwt.e/i]		24.832 / 24.781	16.594 / 16.672	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]		24.297	16.304	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]		12.378	11.745	
Base helix angle (°)	[betab]		11.267		
Reference centre distance (mm)	[ad]		82.810	-87.410	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]		0.9921	0.5822	
Profile shift coefficient	[x]	0.4974		0.4947	0.0875
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.9329		1.9309	1.6345
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.286		-0.286	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	73.609		92.011	-266.831
Base diameter (mm)	[db]	68.987		86.234	-250.079
Tip diameter (mm)	[da]	82.021		100.407	-260.306
(mm)	[da.e/i]	82.021 / 82.011	82.011	100.407 / 100.397	-260.306 / -260.316
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	-0.010	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Chamfer (1) / tip rounding (2):		in transverse section, 3:	in axial cross-section, 4:	In normal section)	
			0	0	1
Tip chamfer (mm)	[hK]			0.281	
Tooth tip chamfer angle (°)	[delhK]			45.000	
Tip form diameter (mm)	[dFa]	82.021		100.407	-260.867
(mm)	[dFa.e/i]	82.021 / 82.011	82.011	100.407 / 100.397	-260.867 / -260.877
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	82.021 / 82.011	82.011	100.407 / 100.397	-260.867 / -260.877
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	76.000		95.000 / 90.000	-261.000
(mm)	[dw.e]	76.016		95.019 / 89.982	-260.947
(mm)	[dw.i]	75.984		94.981 / 90.018	-261.053
Root diameter (mm)	[df]	69.093		87.479	-273.806
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4654 / 0.4470	0.4470	0.4626 / 0.4443	0.0440 / 0.0211
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e]	68.901		87.286	-274.067
(mm)	[df.i]	68.791		87.177	-274.204
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.750		0.750 / 1.200	0.914
Tip clearance upper allowance (mm)	[c.e]	0.924		0.924 / 1.421	1.087
Tip clearance lower allowance (mm)	[c.i]	0.829		0.829 / 1.313	0.992
Active root diameter (mm)	[dNf]	71.916		90.477 / 89.868	-269.473

	(mm)	[dNf.e]	71.945	90.507/89.913	-269.420
	(mm)	[dNf.i]	71.892	90.451/89.834	-269.518
Root form diameter (mm)		[dFf]	70.845	89.351	-271.822
	(mm)	[dFf.e/i]	70.722 / 70.653	89.208 / 89.128	-272.126 / -272.284
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=					
		28, x0=	0.000)		
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)		[cF.e/i]	0.646 / 0.585	0.392 / 0.313	1.432 / 1.304
Addendum (mm)		[ha = mn * (haP*+x)]	4.206	4.198	3.262
	(mm)	[ha.e/i]	4.206 / 4.201	4.198 / 4.193	3.262 / 3.257
Dedendum (mm)		[hf = mn * (hfP*-x)]	2.258	2.266	3.488
	(mm)	[hf.e/i]	2.354 / 2.409	2.362 / 2.417	3.618 / 3.687
Roll angle at dFa (°)		[xsi_dFa.e/i]	36.846 / 36.830	34.172 / 34.159	17.010 / 17.018
Roll angle to dNf (°)		[xsi_dNf.e/i]	16.956 / 16.801	18.260 / 18.137	
		[xsi_dNf.e/i]		16.913 / 16.727	22.965 / 23.026
Roll angle at dFf (°)		[xsi_dFf.e/i]	12.929 / 12.667	15.178 / 14.968	24.583 / 24.675
Tooth height (mm)		[h]	6.464	6.464	6.750
Virtual gear no. of teeth		[zn]	25.510	31.887	-92.473
Normal tooth thickness at tip circle (mm)		[san]	1.981	2.113	2.694
	(mm)	[san.e/i]	1.910 / 1.860	2.042 / 1.993	2.604 / 2.553
(without consideration of tip chamfer/ tip rounding)					
Normal space width at root circle (mm)		[efn]	2.341	2.238	1.806
	(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	2.269 / 2.288	1.791 / 1.783
Max. sliding velocity at tip (m/s)		[vga]	0.136	0.127/ 0.082	0.017
Specific sliding at the tip		[zetaa]	0.506	0.506/ 0.327	0.012
Specific sliding at the root		[zetaf]	-1.026	-1.025/ -0.012	-0.486
Sliding factor on tip		[Kga]	0.296	0.274/ 0.187	0.003
Sliding factor on root		[Kgf]	-0.274	-0.296/ -0.003	-0.187
Pitch on reference circle (mm)		[pt]	9.635		
Base pitch (mm)		[pbt]	9.030		
Transverse pitch on contact-path (mm)		[pet]	9.030		
Lead height (mm)		[pz]	1087.936	1359.920	3943.769
Axial pitch (mm)		[px]	45.331	45.331	45.331
Length of path of contact (mm)		[ga]	12.026	13.067	
	(mm)	[ga.e/i]	12.067 / 11.965	13.128 / 12.978	
Length T1-A (mm)		[T1A]	10.157	25.716/ 12.649	-37.122
Length T1-B (mm)		[T1B]	13.152	22.721/ 16.685	-41.159
Length T1-C (mm)		[T1C]	15.943	19.929/ 12.881	-37.355
Length T1-D (mm)		[T1D]	19.187	16.685/ 21.679	-46.153
Length T1-E (mm)		[T1E]	22.182	13.690/ 25.716	-50.189
Diameter of single contact point B (mm)		[d-B]	73.832	97.474/ 92.466	-263.279
	(mm)	[d-B.e]	73.832	97.435/ 92.466	-263.317
	(mm)	[d-B.i]	73.825	97.522/ 92.459	-263.235
Diameter of single contact point D (mm)		[d-D]	78.942	92.466/ 96.521	-266.571
	(mm)	[d-D.e]	78.901	92.466/ 96.466	-266.571
	(mm)	[d-D.i]	78.992	92.459/ 96.592	-266.583
Transverse contact ratio		[eps_a]	1.332	1.447	
Transverse contact ratio with allowances		[eps_a.e/i]	1.336 / 1.325	1.454 / 1.437	
Overlap ratio		[eps_b]	1.412	1.412	
Total contact ratio		[eps_g]	2.744	2.859	
Total contact ratio with allowances		[eps_g.e/i]	2.748 / 2.737	2.866 / 2.849	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----	----- GEAR 3 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	15666.028	15666.028
Axial force (N)	[Fa]	3329.9	3329.9 3329.9

Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa* 3]			9989.8	9989.8
Radial force (N)	[Fr]		5829.353	5829.353	
Normal force (N)	[Fnorm]	17043.9	17043.9	17043.9	
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		244.78	244.78	
Only as information: Forces at operating pitch circle:					
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		15173.068	16016.016	
Axial force (N)	[Fa]	3329.9	3329.9/ 3329.9	3329.9	
Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa* 3]			9989.8	9989.8
Radial force (N)	[Fr]		7013.116	4784.664	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		0.45	(Planet)	
Running-in value (µm)	[yp]		0.600	0.630	
Running-in value (µm)	[yf]		0.637	0.713	
Gear body coefficient	[CR]		1.000	1.000	
Correction coefficient	[CM]		0.800	0.800	
Basic rack factor	[CBS]		0.975	0.975	
Material coefficient	[E/Est]		1.000	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c]		14.387	15.797	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]		17.966	21.093	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]		15.271	17.929	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.0054	0.0243	
Resonance speed (min-1)	[nE1]		22856	9383	
Resonance ratio (-)	[N]		0.005	0.010	
Running-in value (µm)	[ya]		0.600	0.630	
Planet runs on rolling bearings. Planet pin fixed on both sides in the carrier..					
lpa (mm) = 83.20 b (mm) = 64.00 dsh (mm) = 46.00					
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]		12.59	4.47	
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]		16.40	1.69	
(fsh (µm) = 16.40/ 1.69, B1= 1.00/ 1.00, fHb5 (µm) = 7.00/ 7.50)					
Tooth trace			0	0	
(0:without, 1:crowned, 2:Tip relief, 3:full modification)					
(4:Slightly crowned, 5:Helix angle modification, 6:Helix angle modification with crowning)					
from production tolerances (µm)	[fma*B2]		14.14	14.14	
(B2= 1.00/ 1.00)					
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]		14.81	5.25	
Running-in value y.b (µm)	[yb]		2.22	0.79	
Dynamic factor	[KV=max(KV12,KV23)]			1.00	
	[KV12,KV23]		1.00	1.00	
Face load factor - flank	[KHb]		1.31	1.13	
- Tooth root	[KFb]		1.28	1.12	
- Scuffing	[KBb]		1.31	1.13	
Transverse load factor - flank	[KHa]		1.06	1.15	
- Tooth root	[KFa]		1.06	1.15	
- Scuffing	[KBa]		1.06	1.15	
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.26	1.27	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	417.6	111.4	115.2	

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: Calculation of roF and sFn according to ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothing: Calculation of YF, YS	with pinion type cutter (z0=28, x0=	0.000, rofP*=	0.380)
	----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Calculated with profile shift	[x]	0.4974	0.4947 0.0875
Tooth form factor	[YF]	1.36	1.34/ 1.16 1.16
Stress correction factor	[YS]	2.31	2.19/ 2.33 2.22
Bending moment arm (mm)	[hF]	3.55	3.54/ 3.02 4.28
Working angle (°)	[alfFen]	25.42	24.76/ 23.41 18.75
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	6.71	6.77/ 6.77 8.19
Tooth root radius (mm)	[roF]	1.08	1.25/ 1.25 1.46
(hF* = 1.182/ 1.181/ 1.008/ 1.427 sFn* = 2.236/ 2.258/ 2.258/ 2.729)			
(roF* = 0.359/ 0.418/ 0.418/ 0.487 dsFn = 69.928/ 88.515/ 88.515/ -273.400 alfsFn = 30.0/ 30.0/ 30.0/ 60.0)			
Helix angle factor	[Ybet]	0.90	0.90
Deep tooth factor	[YDT]	1.00	1.00
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00 1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	64.00	64.00/ 64.00 70.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[sigF0]	231.21	215.78/ 197.89 172.76
Tooth root stress (N/mm²)	[sigF]	392.01	365.84/ 317.43 277.12
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	1.006	1.002/ 1.002 1.003
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957 0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000 1.000
Finite life factor	[YNT]	0.906	0.930 0.930
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	0.700 1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Yst*sigFlim (N/mm²)	[sigFE]	860.00	860.00 860.00
Permissible tooth root stress (N/mm²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	535.32	383.38/ 383.38 547.81
Limit strength tooth root (N/mm²)	[sigFG]	749.44	536.74/ 536.74 766.94
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40 1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.91	1.47/ 1.69 2.77
Transmittable power (kW)	[kWRating]	36.61	28.09/ 32.38 52.99

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

	----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Zone factor	[ZH]	2.20	2.73
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	189.81	189.81
Contact ratio factor	[Zeps]	0.867	0.831
Helix angle factor	[Zbet]	1.011	1.011
Effective facewidth (mm)	[beff]	64.00	64.00
Nominal contact stress (N/mm²)	[sigH0]	894.36	575.88
Contact stress at operating pitch circle (N/mm²)	[sigHw]	1180.82	733.93
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00/ 1.00 1.00
Contact stress (N/mm²)	[sigHB, sigHD]	1180.82	1180.82/ 733.93 733.93
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.020	1.020/ 1.020 1.020
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.946	0.946/ 0.946 0.946
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.960	0.960/ 0.981 0.981
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000/ 1.000 1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.937	0.976 0.975
Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000 1.000
Permissible contact stress (N/mm²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1302.50	1356.39/ 1385.54 1384.10
Pitting stress limit (N/mm²)	[sigHG]	1302.50	1356.39/ 1385.54 1384.10
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00 1.00

Safety factor for contact stress at operating pitch circle

	[SHw]	1.10	1.15/ 1.89	1.89
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.10	1.15/ 1.89	1.89
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	1.22	1.32/ 3.56	3.56
Transmittable power (kW)	[kWRating]	32.62	35.37/ 95.54	95.34

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25		DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation				
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070/ -0.110	-0.070/ -0.110	-0.095/ -0.145
Number of teeth spanned	[k]	4.000	5.000	0.000
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	33.092	42.211	0.000
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	33.026/ 32.989	42.146/ 42.108	0.000/
		0.000		
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	76.205	95.620	0.000
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	5.747	5.585	4.965
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	6.000	6.000	5.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	42.860	52.146	-129.781
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	42.793/ 42.755	52.076/ 52.036	-129.920/ -129.993
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	76.788	95.446	-266.571
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	85.721	104.292	-259.519
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	85.586/ 85.509	104.152/ 104.072	-259.797/ -259.942
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	85.586/ 85.509	104.152/ 104.072	0.000/
		0.000		
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	85.586/ 85.509	104.152/ 104.072	0.000/
		0.000		
Effective dimensions over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	0.000/ 0.000	0.000/ 0.000	0.000/ 0.000
Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.				
Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)	[sc]	5.793	5.789	4.903
(mm)	[sc.e/i]	5.723/ 5.683	5.719/ 5.679	4.808/ 4.758
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	4.313	4.283	3.238
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	5.799	5.793	4.903
(mm)	[sn.e/i]	5.729/ 5.689	5.723/ 5.683	4.808/ 4.758
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	85.339/ 85.247	-85.771/ -85.916	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.161/ -0.253	-0.271/ -0.416	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	71.582	89.113	-270.539
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.430	-0.048	0.793
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.593	0.593	0.594
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.018/ -0.018	0.018/ -0.018	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.016/ -0.016	0.010/ -0.010	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.270/ 0.143	0.433/ 0.254	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.248/ 0.132	0.265/ 0.155	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.228/ 0.121	0.244/ 0.142	
Torsional angle at entry with fixed output:				
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.7560/ 0.4854	

7. GEAR ACCURACY

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 ----- GEAR 3 ---

According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997

	[Q]	6	6	6
Accuracy grade	[Q]	6	6	6
Single pitch deviation (μm)	[fptT]	8.50	8.50	9.00
Base circle pitch deviation (μm)	[fpbT]	8.00	8.00	8.40
Sector pitch deviation over k/8 pitches (μm)	[Fpk/8T]	13.00	13.00	20.00
Profile form deviation (μm)	[ffaT]	8.50	8.50	9.50
Profile slope deviation (μm)	[fHaT]	7.00	7.00	8.00
Total profile deviation (μm)	[FaT]	11.00	11.00	13.00
Helix form deviation (μm)	[ffbT]	10.00	10.00	10.00
Helix slope deviation (μm)	[fHbT]	10.00	10.00	10.00
Total helix deviation (μm)	[FbT]	14.00	14.00	15.00
Total cumulative pitch deviation (μm)	[FpT]	27.00	27.00	35.00
Runout (μm)	[FrT]	21.00	21.00	28.00
Single flank composite, total (μm)	[FisT]	39.00	39.00	49.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (μm)	[fisT]	13.00	12.00	14.00
Radial composite, total (μm)	[FidT]	36.00	36.00	43.00
Radial composite, tooth-to-tooth (μm)	[fidT]	14.00	14.00	15.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6)

Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fSigbet]	9.10	9.10
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fSigdel]	18.20	18.20

8. ADDITIONAL DATA

Mass (kg)	[m]	2.247	1.750	6.813
Total mass (kg)	[m]		14.309	
Moment of inertia (system with reference to the drive): calculation without consideration of the exact tooth shape				
single gears ((da+df)/2...di) ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[TraeghMom]	0.00160	0.00289	0.13495
System ((da+df)/2...di) ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[TraeghMom]	0.01042		
Torsional stiffness at entry with driven force fixed:				
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	2.303		
Torsion when subjected to nominal torque ($^\circ$)	[delcr]	0.043		
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.090	0.079	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.674	0.465	
Meshpower (kW)		21.012	21.012	
Gear power loss (kW)		0.085	0.061	
Total power loss (kW)			0.436	
Total efficiency			0.984	
Sound pressure level (according to Masuda)	[dB(A)]	68.3	69.8	

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]		207314	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	2.073e+005	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006	1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life (20000.0 h)

F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
0.00	9.65	0.00	0.00	0.00	0.00

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (207314.0 h)

F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
0.00	100.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution; t in (h):

$$R(t) = 100 * [\text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b)]^p \%$$

Gear		p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	1	20880	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	1	20880	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
2	Tooth root	3	5568	1.7	1.114e+009	1.713e+009	100.00
2	Tooth flank	3	5568	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
3	Tooth root	1	5760	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
3	Tooth flank	1	5760	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

REMARKS:

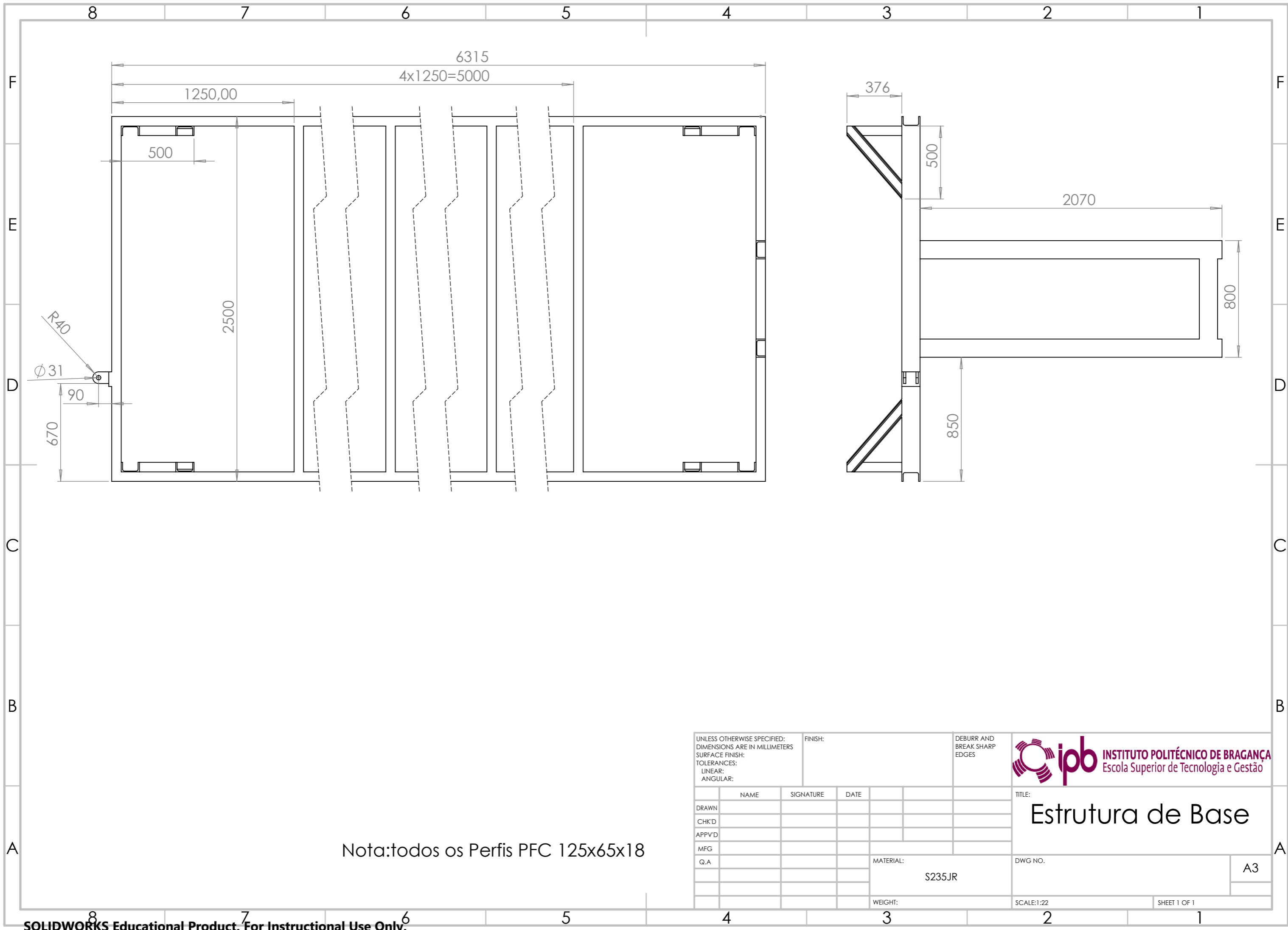
- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the operating pitch circle.
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1/(\cos(\beta))^0.5$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), Fbx following (52/53/56)
fsh calculated by exactly following the method in Annex D, ISO 6336-1:2006

Literature: Journal "Antriebstechnik", 6/2007, p.64.
KHa, KFa according to method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..


End of Report lines: 509

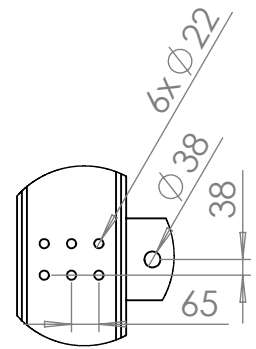
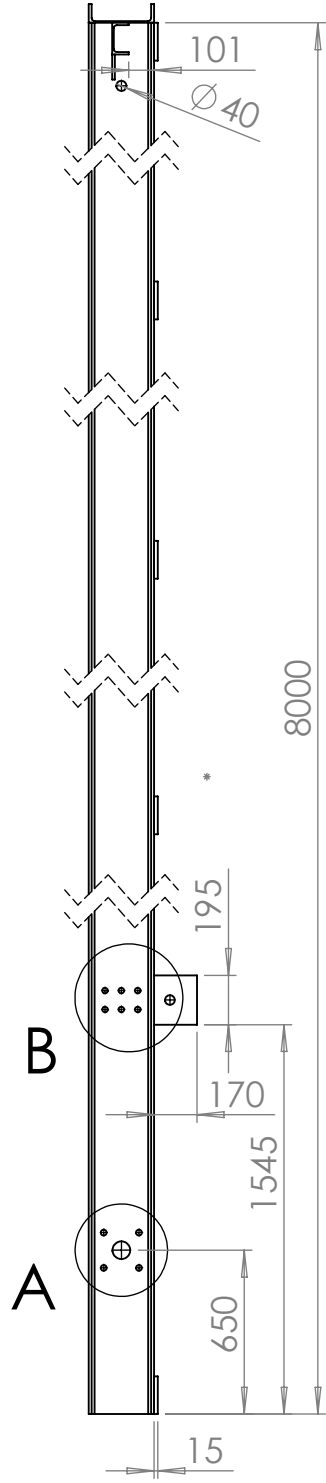
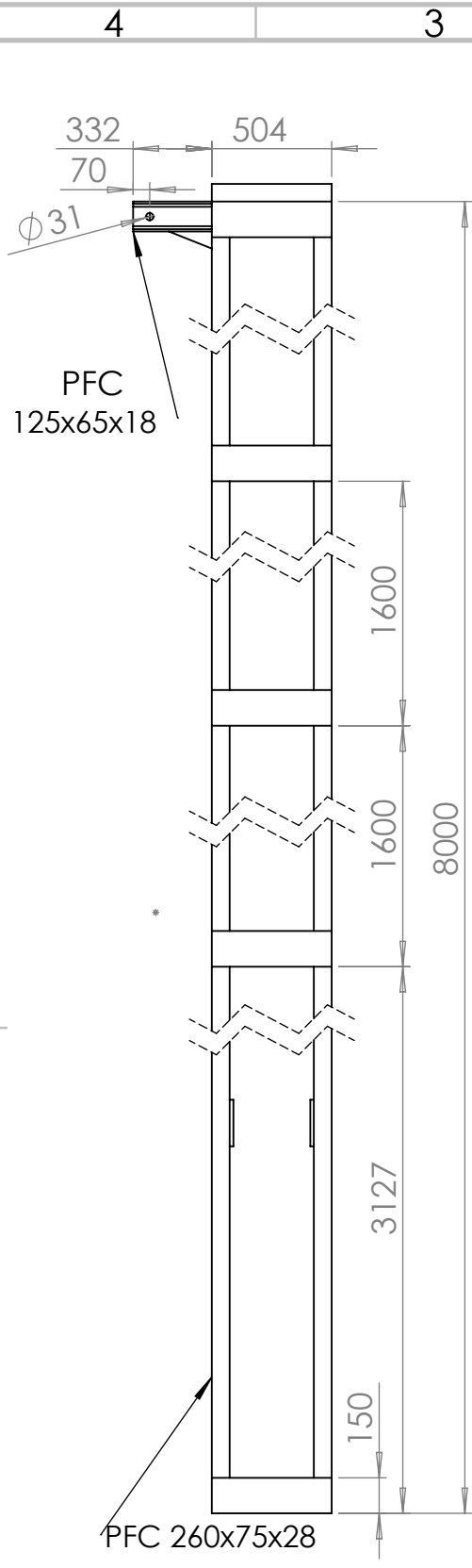
Anexo C

Desenhos de definição e de conjunto da redutora planetária e da estrutura da máquina

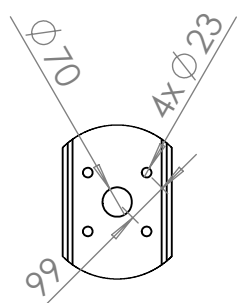


Nota: todos os Perfis PFC 125x65x18

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão
SURFACE FINISH:							
TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:							TITLE: Estrutura de Base
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE				DWG NO.
CHK'D							A3
APPV'D							
MFG							
Q.A					MATERIAL: S235JR		
					WEIGHT:	SCALE:1:22	SHEET 1 OF 1



Detalhe B
Escala 1 : 18



Detalhe A
Escala 1 : 18

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

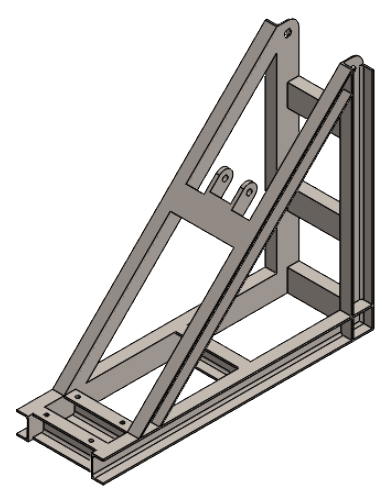
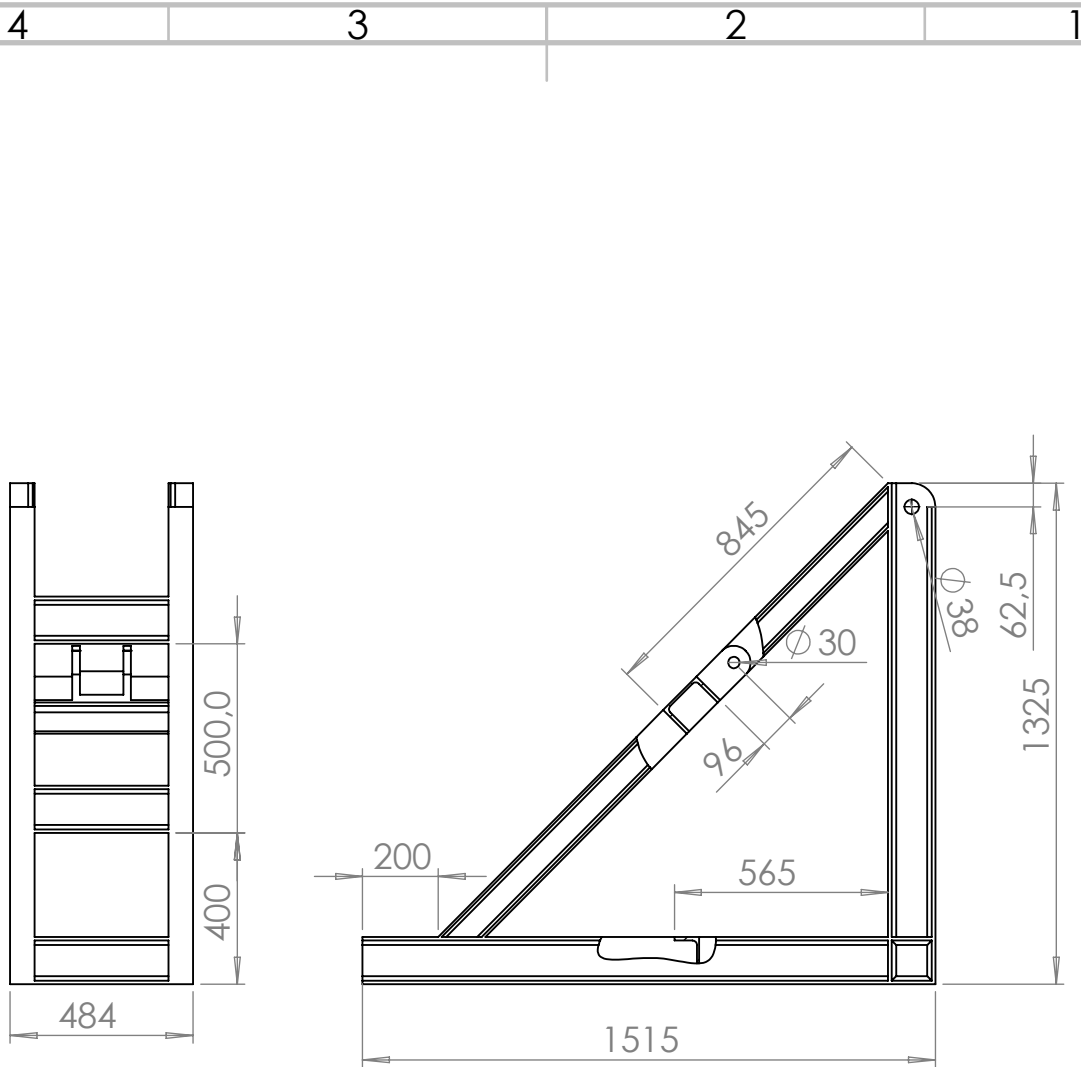
FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES



	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	DEVLIN SILVA		
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:	<h1>Torre ou mastro</h1>
DWG NO.	
MATERIAL:	AÇO S235JR
WEIGHT:	
SCALE: 1:30	SHEET 1 OF 1



NOTA: TODOS OS PERFIS SÃO PFC 125X65X18

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

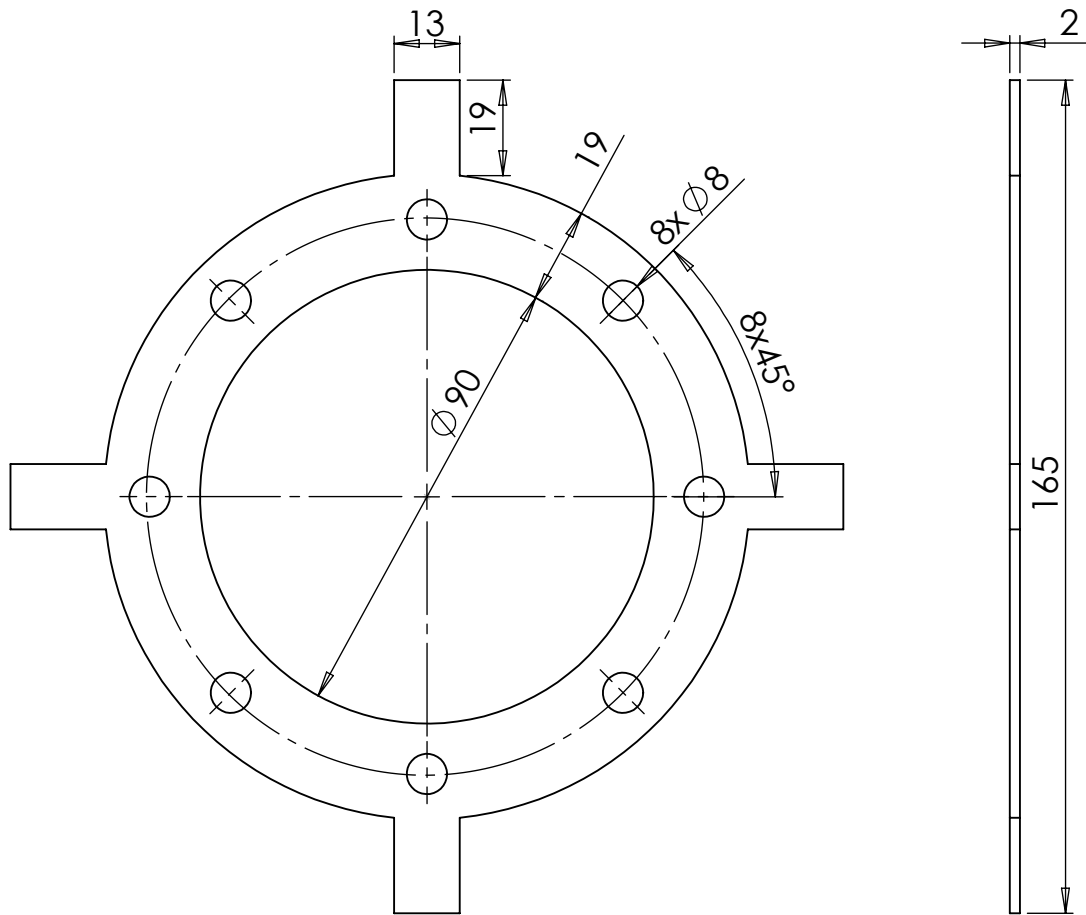
FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES



	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	DEVLIN SILVA		
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:	suporte da torre	
MATERIAL:	S235R	DWG NO.
WEIGHT:		SCALE:1:20
		SHEET 1 OF 1



SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO

MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2

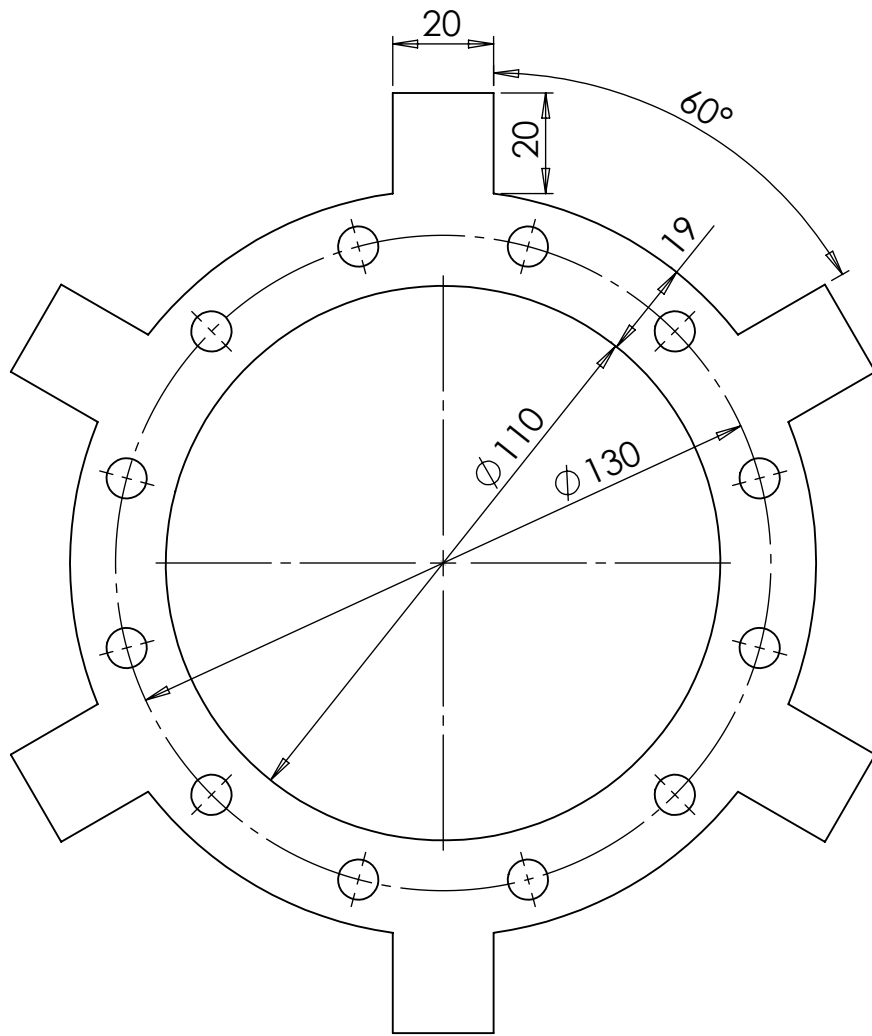


TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH



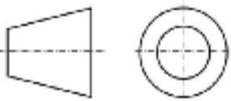
	NOME	ASSINATURA	DATA		
DESENHADO	Devlin Silva		25/10/23		
VERIFICADO					
APROVADO					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				NBR	
				PESO:	

TÍTULO:	junta de vedação	
DWG NO.		A4
ESCALA 1:1.5	FOLHA 1/1	LÍNGUA:PT



SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO

MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2

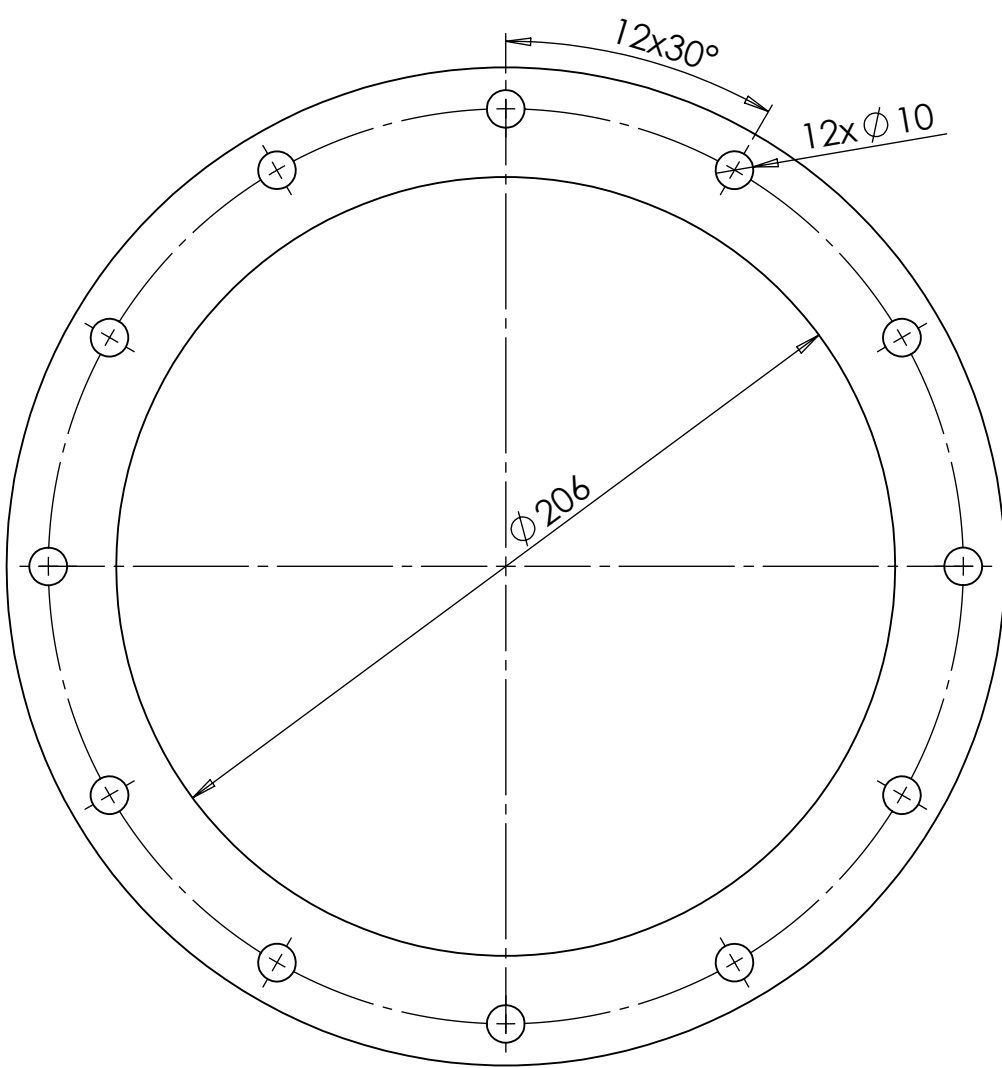


TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-FH



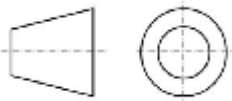
	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESENHADO	Devlin Silva		25/10/23	
VERIFICADO				
APROVADO				
MFG				
Q.A				
				MATERIAL:
				NBR
				PESO:

TÍTULO:	junta vedação		
DWG NO.			A4
			LÍNGUA:PT
ESCALA 1:1.5		FOLHA 1/1	



SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO

MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2

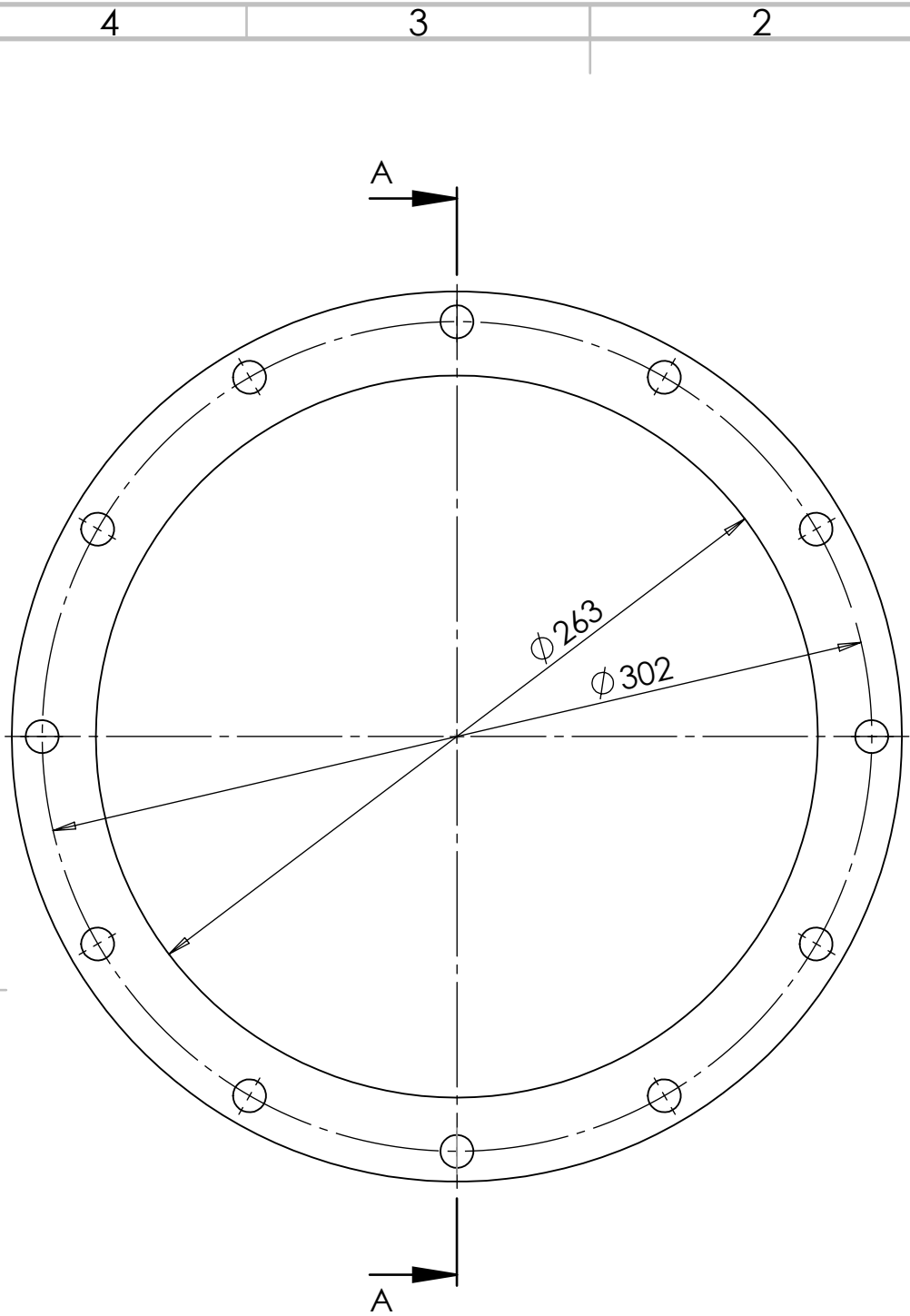


TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH



	NOME	ASSINATURA	DATA		
DESENHADO	Devlin Silva		25/10/23		
VERIFICADO					
APROVADO					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				NBR	
				PESO:	

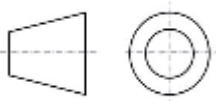
TÍTULO:	JUNTA DE VEDAÇÃO	
DWG NO.		A4
ESCALA 1:1.5		LÍNGUA:PT
FOLHA 1/1		



SECTION A-A
SCALE 1 : 2.5

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO

MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2



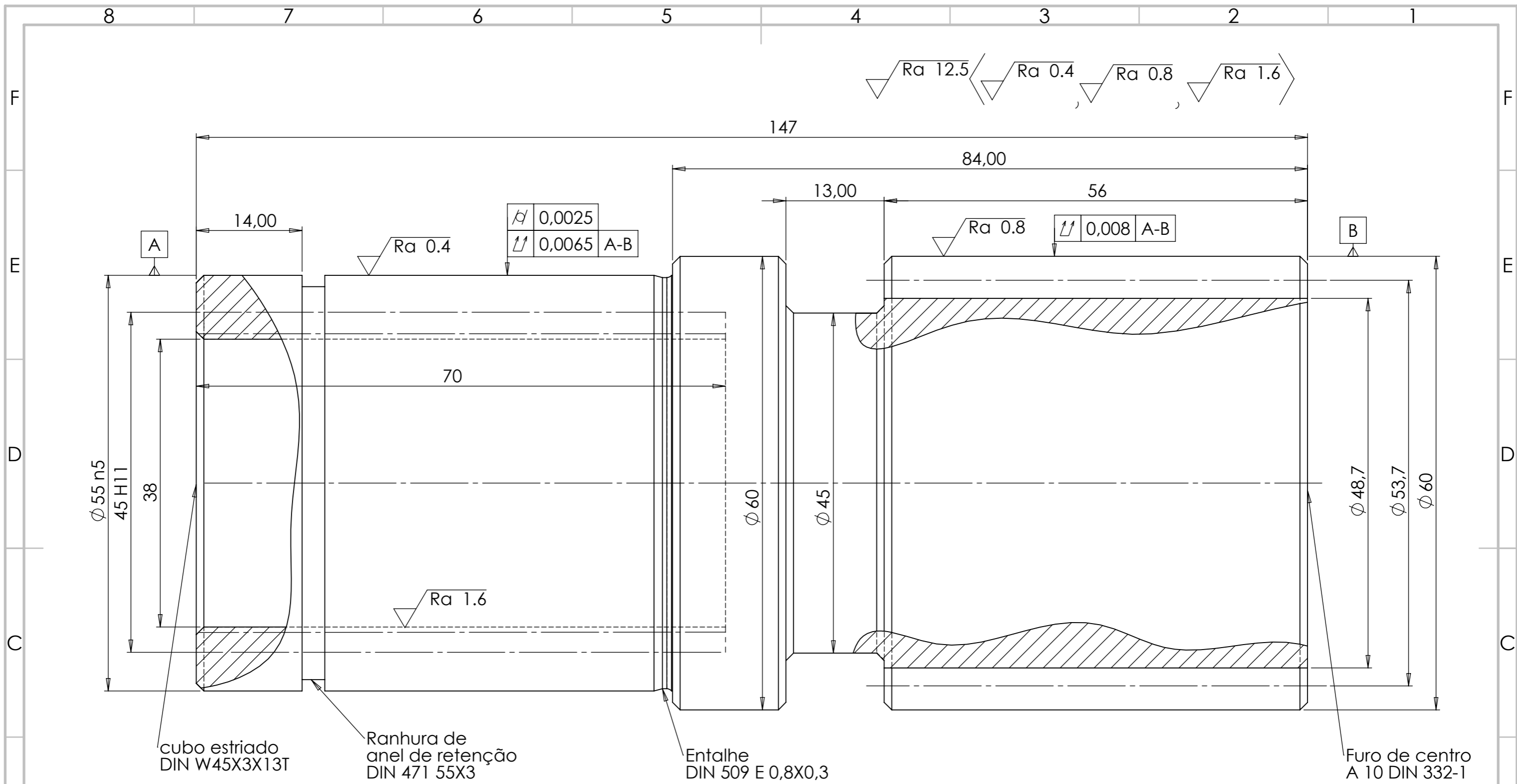
TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH



	NOME	ASSINATURA	DATA		
DESENHADO	Devlin Silva		25/10/23		
VERIFICADO					
APROVADO					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	DWG NO.
				NBR	
				PESO:	ESCALA 1:2.5
					FOLHA 1/1

TÍTULO:
**junta de vedação
(2º andar)**

A4
LÍNGUA:PT

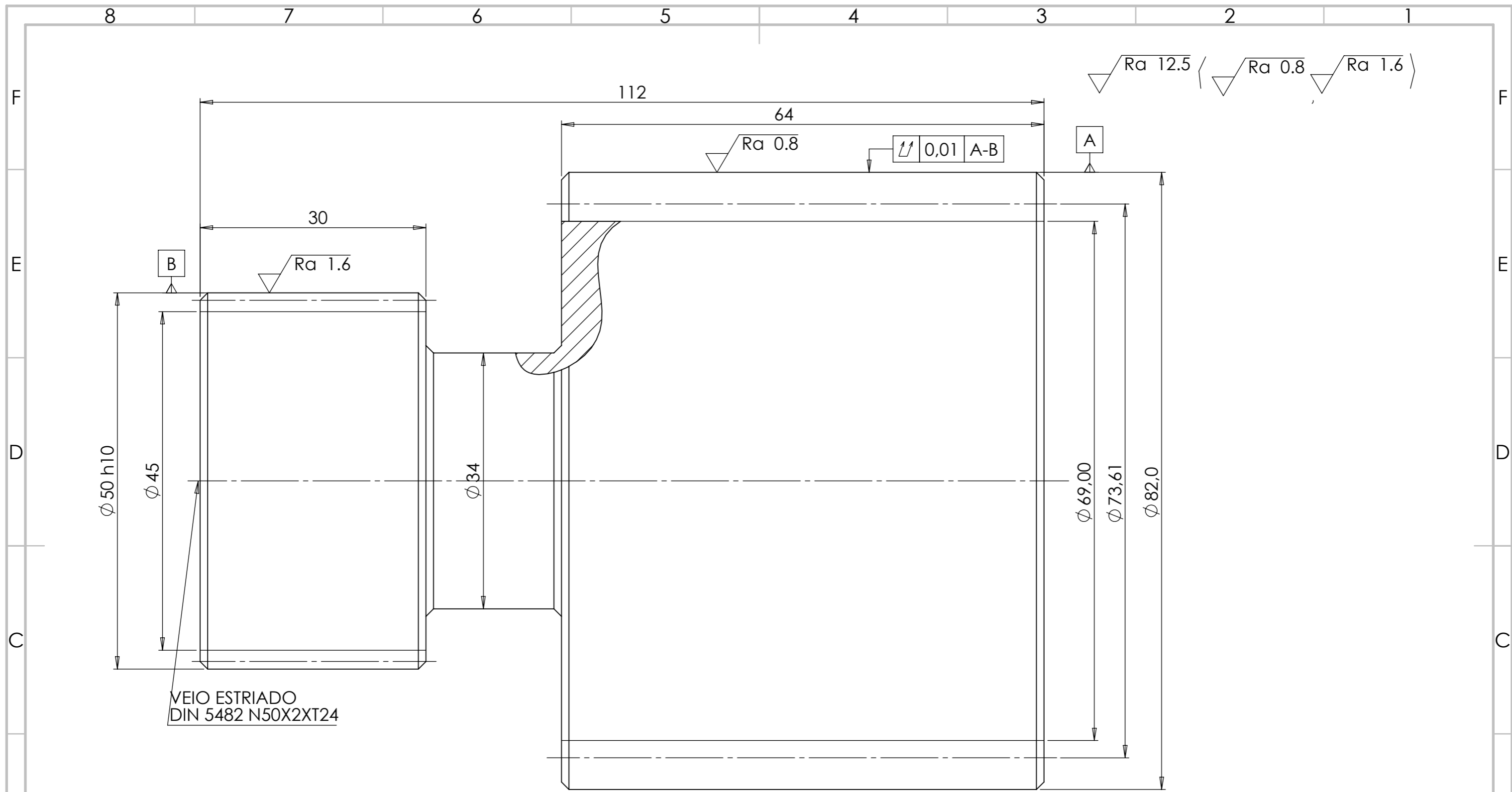


NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

Numero de dentes	Z ₁	21
Modulo nominal	M _n	2.5
ângulo de pressão normal	a _n	20°
ângulo helicoidal (incl.direita)	b	12°
coef. mudança de perfil	x	0.292
diâmetro externo	d _e	60
diâmetro primitivo	d	53.7
diametro da raiz	d _f	48.7
largura	b	56

TOLERÂNCIA ISO	
45 H11	+0.16
	0
55 n5	+0.033
	-0.048

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-FH	
DESENHADO: Devlin Silva		ASSINATURA: <i>Devlin Silva</i>		DATA: 25/10/23	
VERIFICADO:		APROVADO:		MATERIAL: AISI 4340	
MFG:		Q.L.A:		PESO:	
TITULO: ENGREN. SOLAR (1º ANDAR)				DWG NO.:	
ESCALA: 2:1				FOLHA 1/1	
				LÍNGUA: PT	



VEIO ESTRIADO
DIN 5482 N50X2XT24

$\sqrt{Ra\ 12.5}$ $\sqrt{Ra\ 0.8}$ $\sqrt{Ra\ 1.6}$

$\sqrt{Ra\ 0.8}$ $\sqrt{0.01}$ A-B

A

B

$\sqrt{Ra\ 1.6}$

$\phi\ 50\ h10$

$\phi\ 45$

$\phi\ 34$

$\phi\ 69,00$

$\phi\ 73,61$

$\phi\ 82,0$

112

64

30

NOTA:

- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

Numero de dentes	Z4	24
Modulo nominal	Mn	3
ângulo de pressão normal	an	20°
ângulo helicoidal (incl.direita)	b	12°
coef. mudança de perfil	x	0.497
diâmetro externo	de	82
diâmetro primitivo	d	73,61
diâmetro da raiz	df	69
largura	b	64

TOLERÂNCIA ISO	
55 h10	0
	-0.120

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO	MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2	TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-FH
DESENHADO	ASSINATURA	DATA
VERIFICADO		25/10/23
APROVADO		
MFG		
Q.A		
MATERIAL:		
AISI 4340		
PESO:		

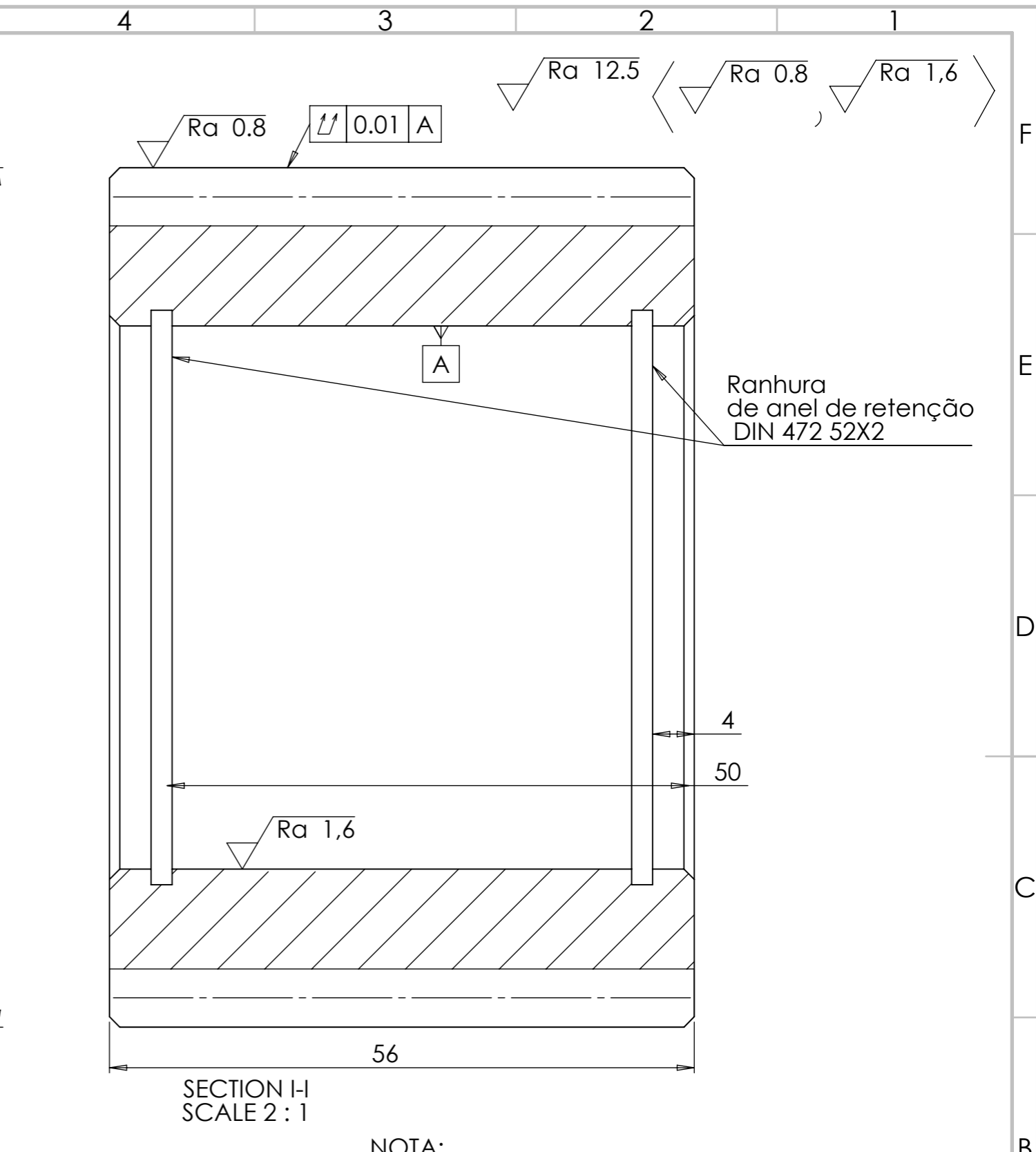
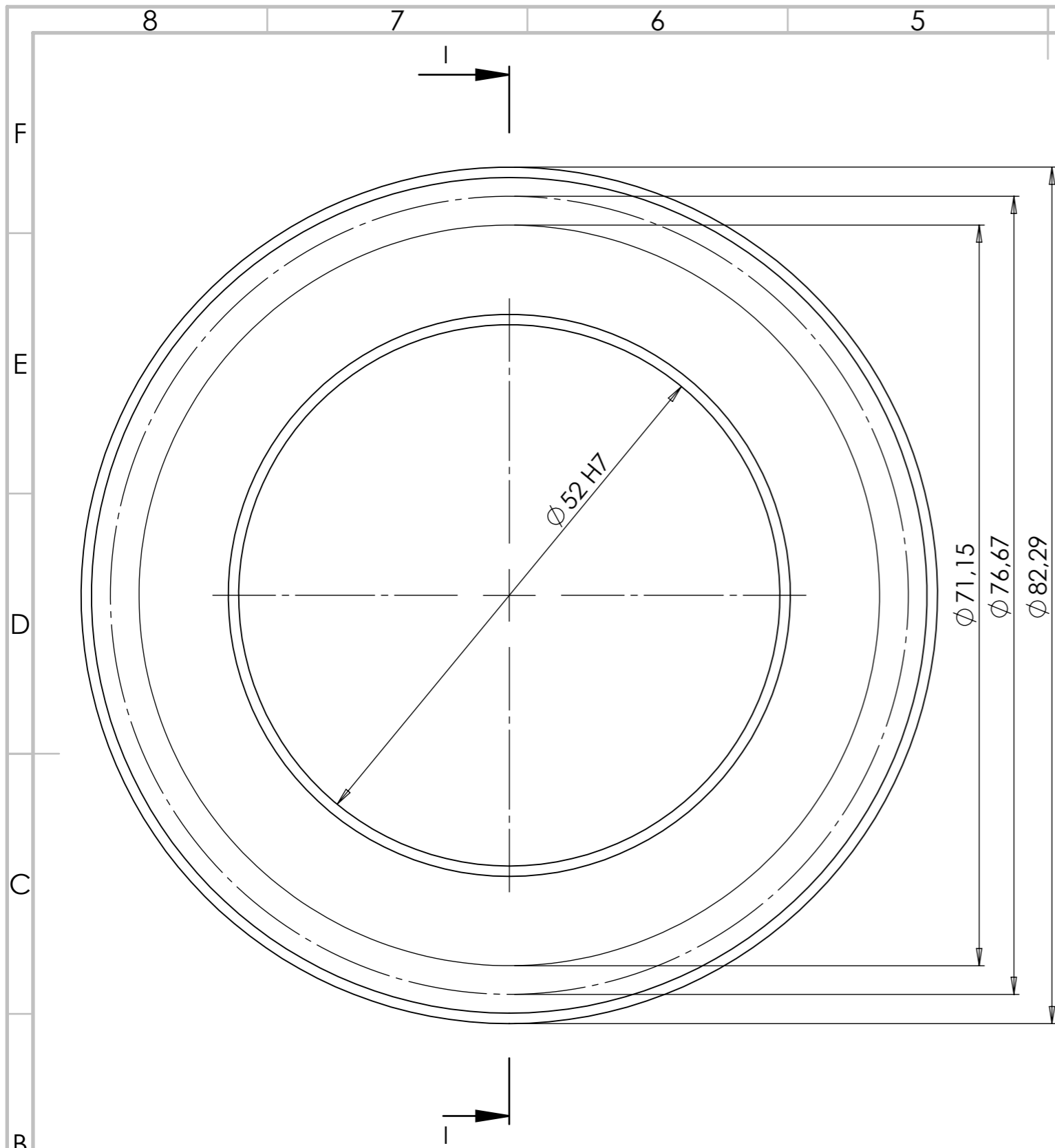
ipb
INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão

TITULO:
engrenag. solar (2º andar)

DWG NO. A3

ESCALA 2:1 LÍNGUA:PT

FOLHA 1/1



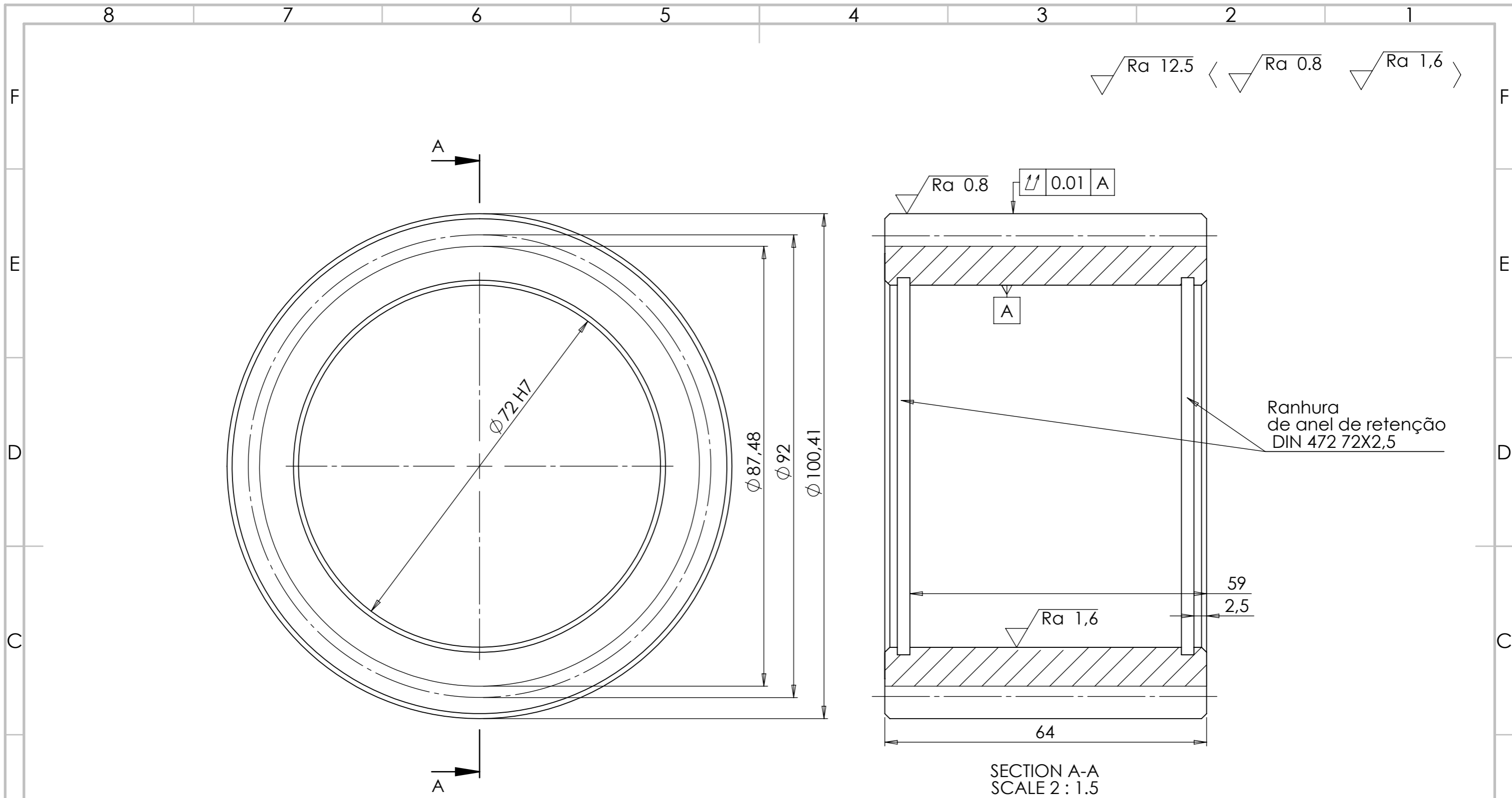
SECTION I-I
SCALE 2 : 1

NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

Numero de dentes	Z2	30
Modulo nominal	Mn	2.5
ângulo de pressão normal	an	20°
ângulo helicoidal (incl. à esquerda)	b	12°
factor de mudança de perfil	x	0.144
diâmetro externo	de	82.29
diâmetro primitivo	d	76.67
diametro da raiz	df	71.15
largura	b	56

TOLERÂNCIA ISO	
52 H7	+0.03
	0

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão	
DESENHADO	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:			
VERIFICADO	Devlin Silva	<i>Devlin Silva</i>	25/10/23	Engren. Planetária (1º andar)			
APROVADO				MATERIAL:		DWG NO.	
MFG				EN C22E		A3	
Q.A				PESO:		LÍNGUA:PT	
				ESCALA 2:1		FOLHA 1/1	



$\sqrt{Ra\ 12.5}$ < $\sqrt{Ra\ 0.8}$ $\sqrt{Ra\ 1.6}$

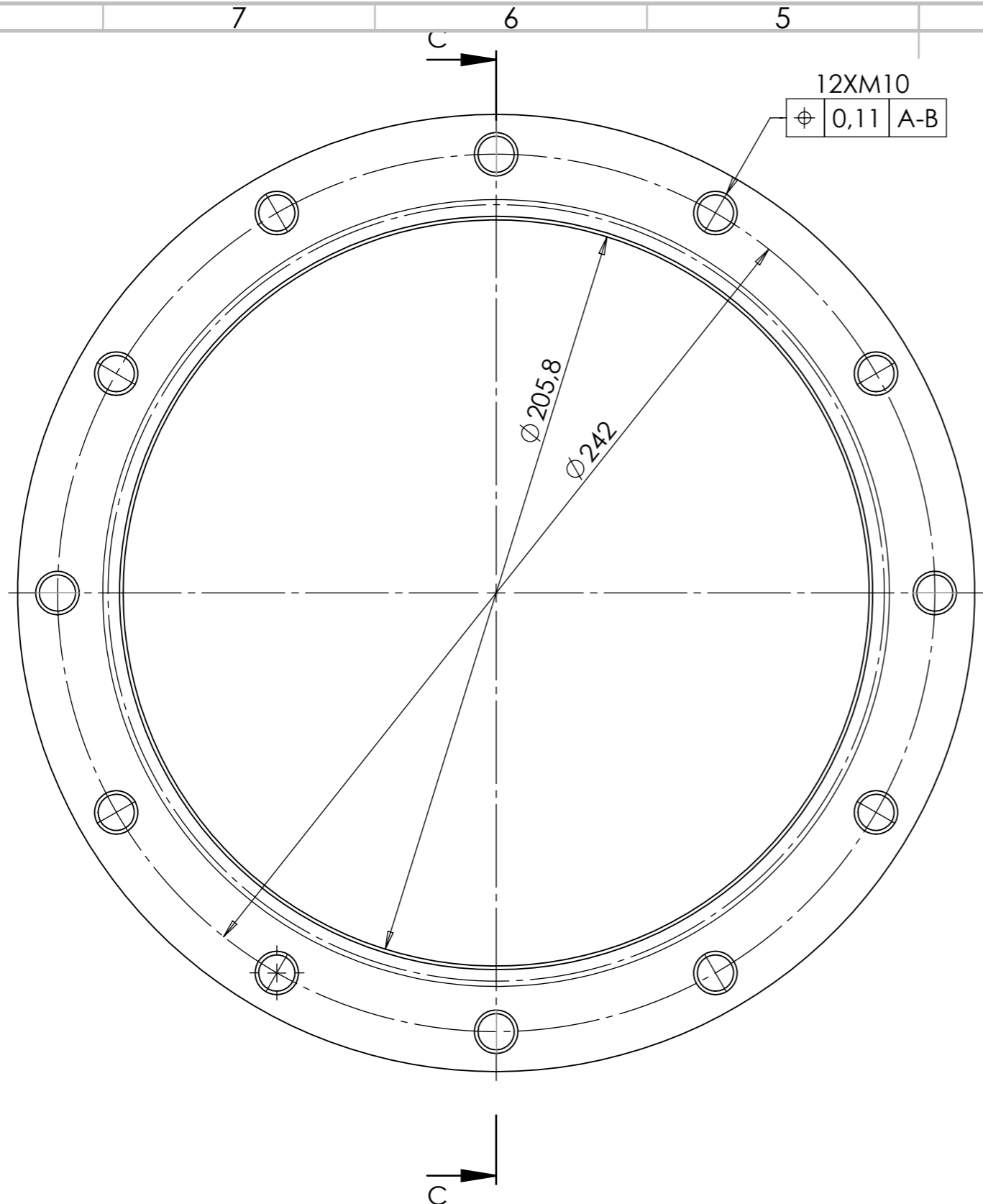
SECTION A-A
SCALE 2 : 1.5

NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

Numero de dentes	Z2	30
Modulo nominal	Mn	3
ângulo de pressão normal	an	20°
ângulo helicoidal (incl. à esquerda)	b	12°
factor de mudança de perfil	x	0.495
diâmetro externo	de	100.4
diâmetro primitivo	d	92
diametro da raiz	df	87.48
largura	b	64

TOLERÂNCIA ISO	
72 H7	+0.03
	0

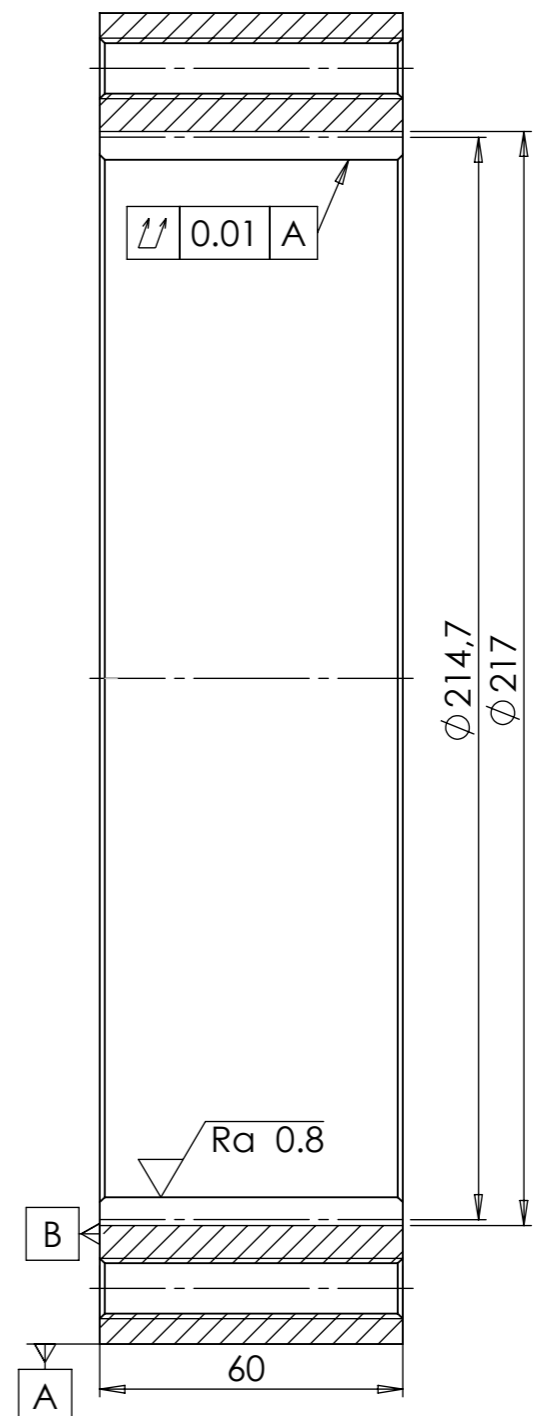
SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO			MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH																						
<table border="1"> <tr> <th>NOME</th> <th>ASSINATURA</th> <th>DATA</th> </tr> <tr> <td>Devlin Silva</td> <td></td> <td>25/10/23</td> </tr> <tr> <td>DESENHADO</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIFICADO</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROVADO</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MEG</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Q.A</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>			NOME	ASSINATURA	DATA	Devlin Silva		25/10/23	DESENHADO			VERIFICADO			APROVADO			MEG			Q.A						
NOME	ASSINATURA	DATA																									
Devlin Silva		25/10/23																									
DESENHADO																											
VERIFICADO																											
APROVADO																											
MEG																											
Q.A																											
<p>INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão</p>					<p>TÍTULO: engren. planetaria (2º andar)</p>																						
<p>MATERIAL: EN C22E</p>					<p>DWG NO. A3</p>																						
<p>PESO:</p>					<p>LÍNGUA:PT</p>																						
<p>ESCALA 2:1.5</p>					<p>FOLHA 1/1</p>																						



12XM10
 ϕ 0,11 A-B

ϕ 205,8
 ϕ 214,7

Ra 12.5 Ra 0.8

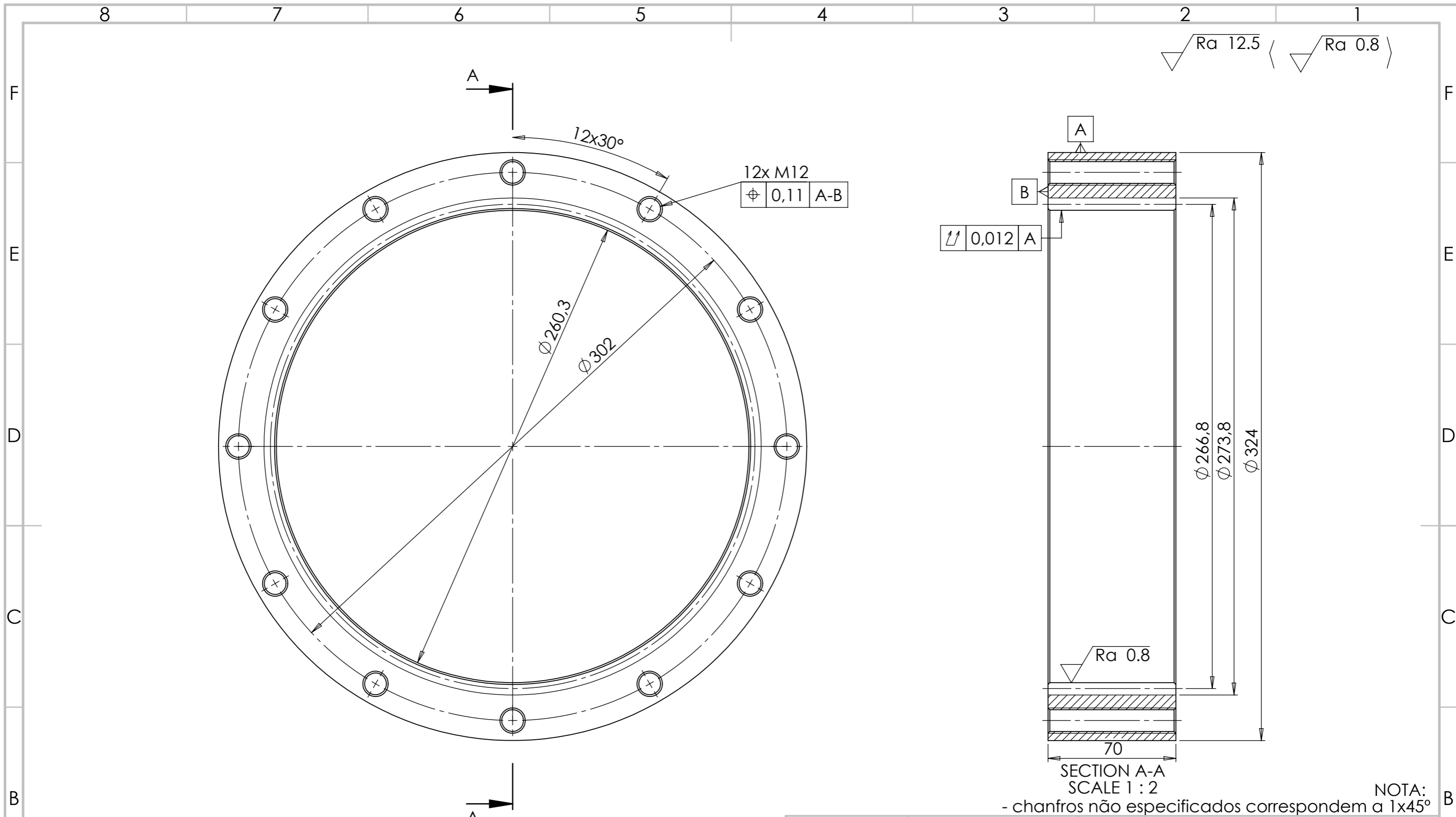


SECTION C-C
 SCALE 1 : 1.5

NOTA:
 - chanfros não especificados correspondem a 1x45°

Numero de dentes	Z3	84
Modulo nominal	Mn	2.5
ângulo de pressão normal	an	20°
ângulo helicoidal (incl. à direita)	b	12°
factor de mudança de perfil	x	0.781
diâmetro externo	de	205.8
diâmetro primitivo	d	214.7
diametro da raiz	df	217
largura	b	60

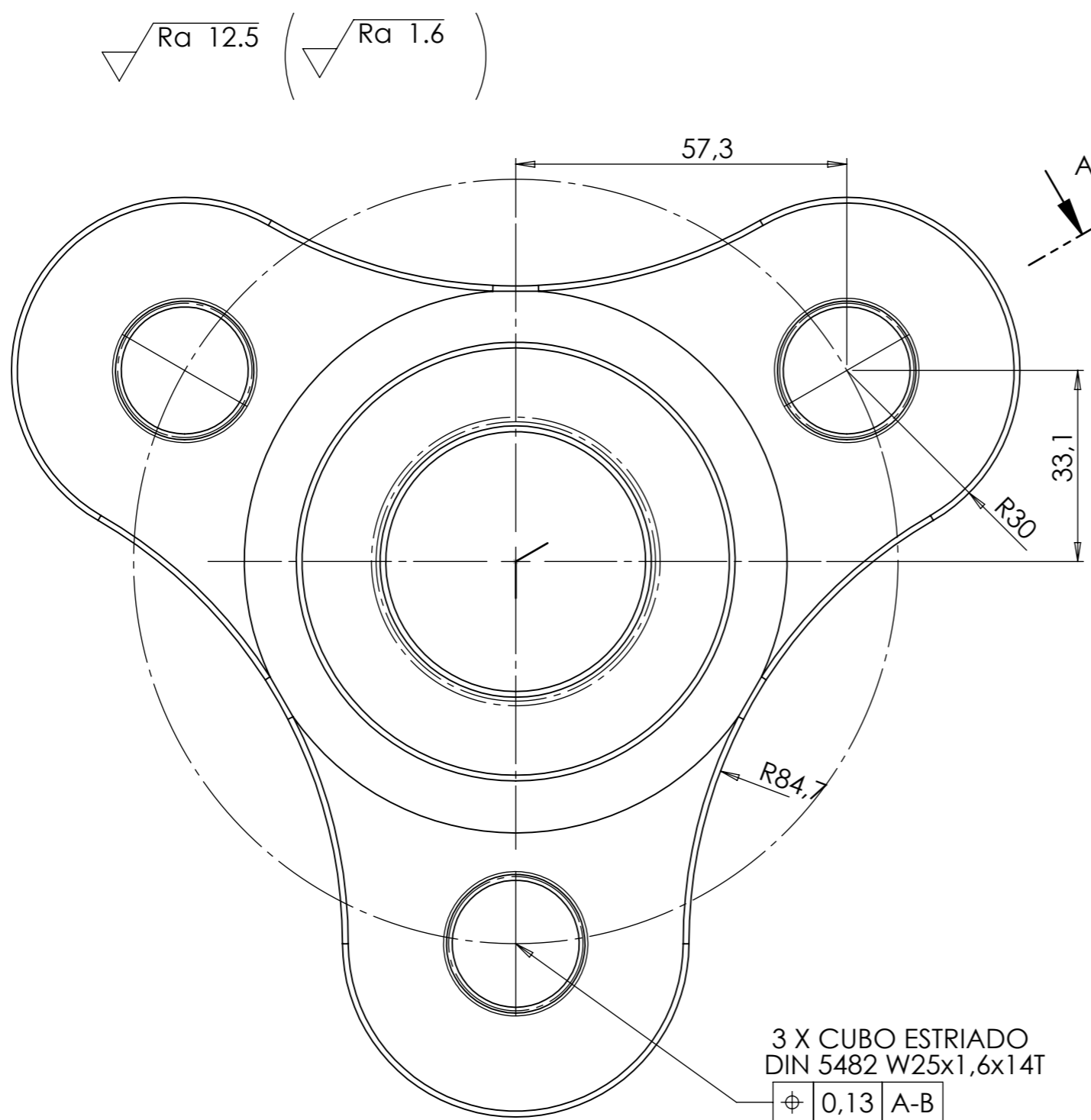
SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO			MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão	
DESENHADO	NOME	ASSINATURA	DATA			TÍTULO:		
VERIFICADO	Devlin Silva	<i>Devlin Silva</i>	25/10/23			<h1>ENGREN. ANELAR</h1> <h2>(1º ANDAR)</h2>		
APROVADO						DWG NO.		A3
MFG				MATERIAL:				LÍNGUA:PT
Q.A				EN C22E				
				PESO:		ESCALA 1:1.5		FOLHA 1/1



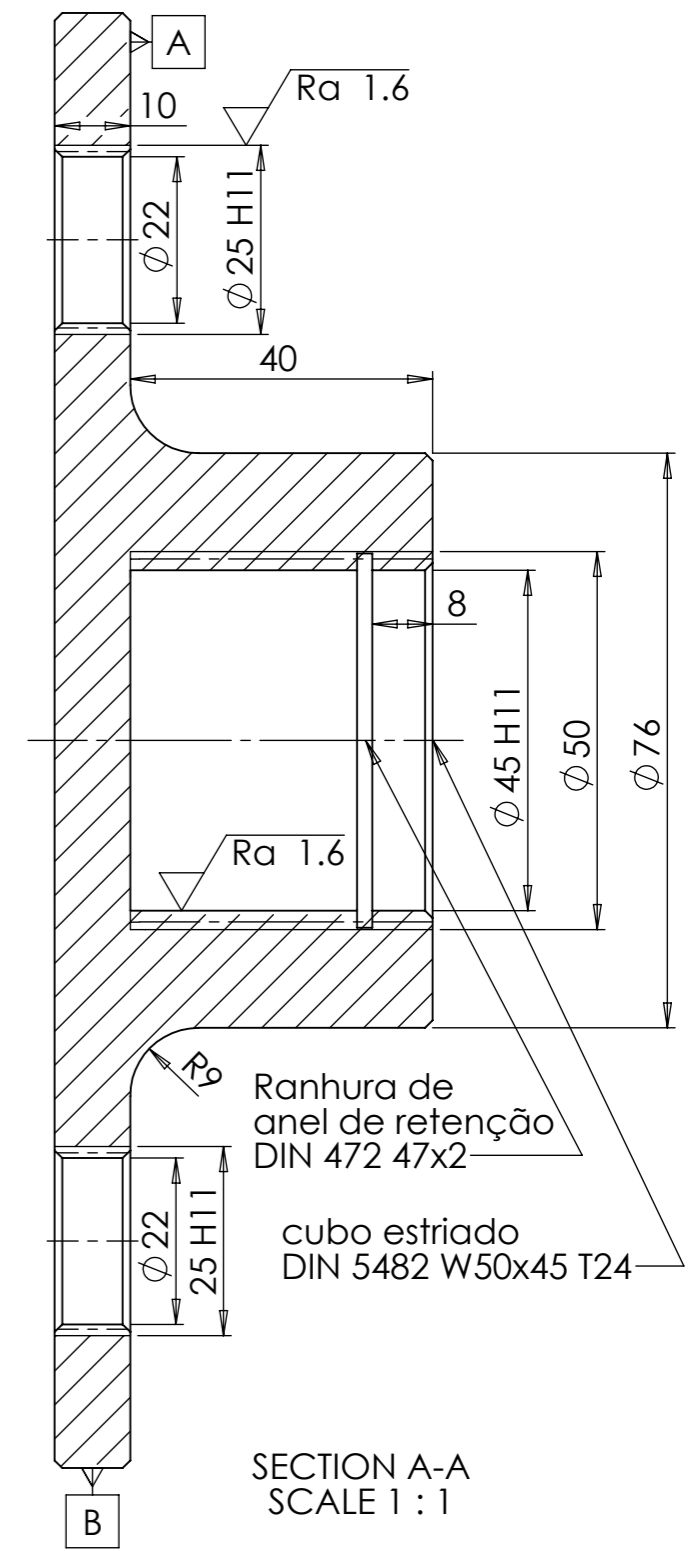
Numero de dentes	Z3	87
Modulo nominal	Mn	3
ângulo de pressão normal	an	20°
ângulo helicoidal (incl. à direita)	b	12°
factor de mudança de perfil	x	0.087
diâmetro externo	de	260.3
diâmetro primitivo	d	266.8
diametro da raiz	df	273.8
largura	b	70

NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2	TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH	<p>INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão</p>
DESENHADO	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:	
VERIFICADO	Devlin Silva	25/10/23	engrenag. anelar (2º andar)	
APROVADO			DWG NO.	
MFG			MATERIAL: EN C22E	
Q.A			PESO:	
			ESCALA 1:2	
			FOLHA 1/1	




3 X CUBO ESTRIADO
DIN 5482 W25x1,6x14T
⊕ 0,13 A-B

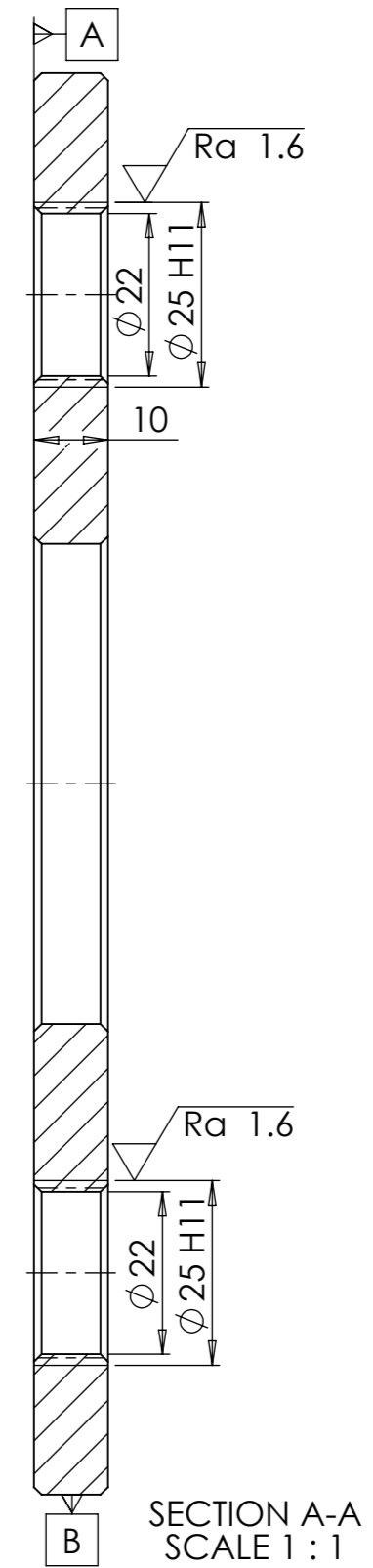
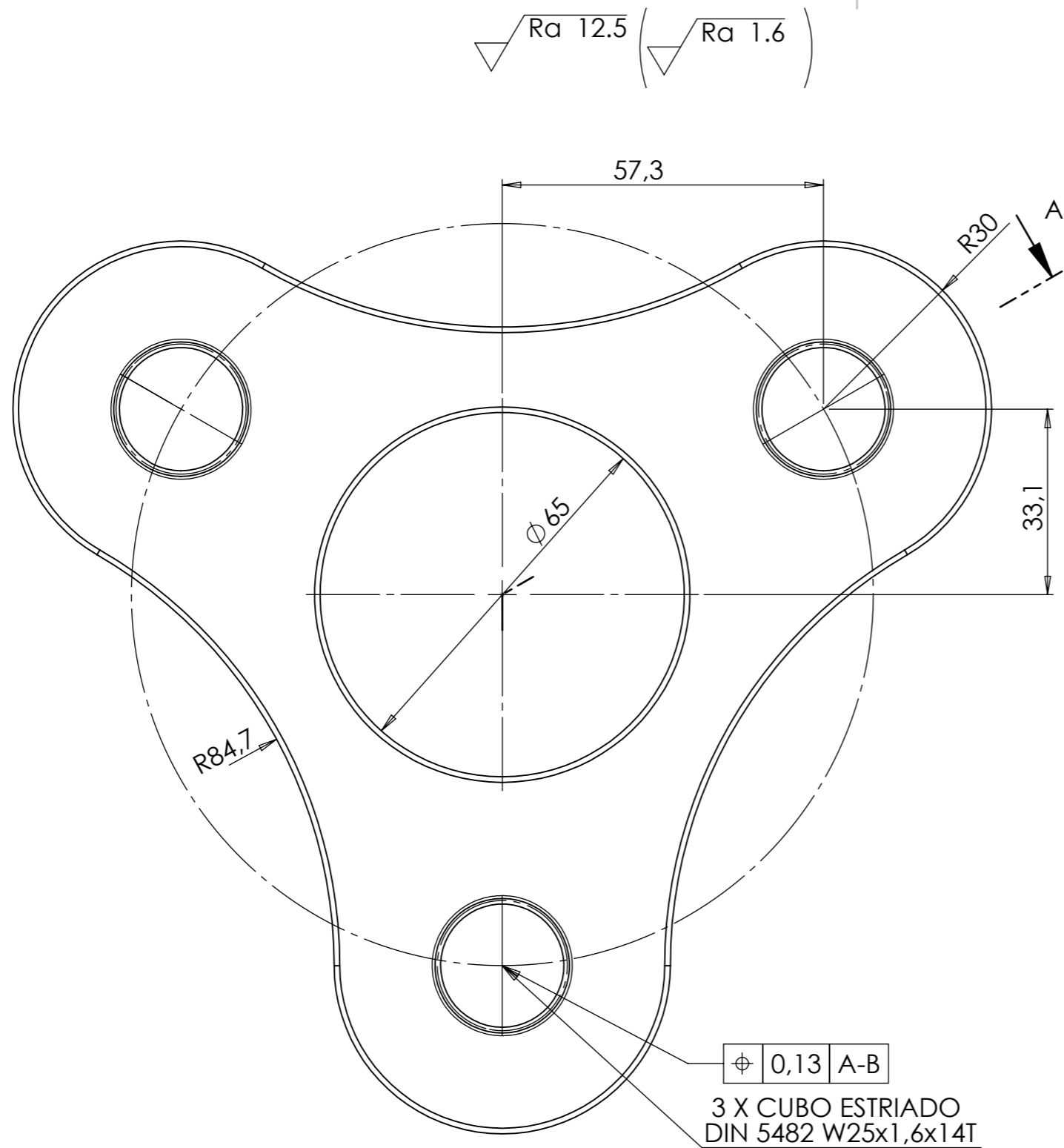


SECTION A-A
SCALE 1 : 1

NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°


TOLERÂNCIA ISO	
45H11	+0.160
	0
25H11	+0.130
	0

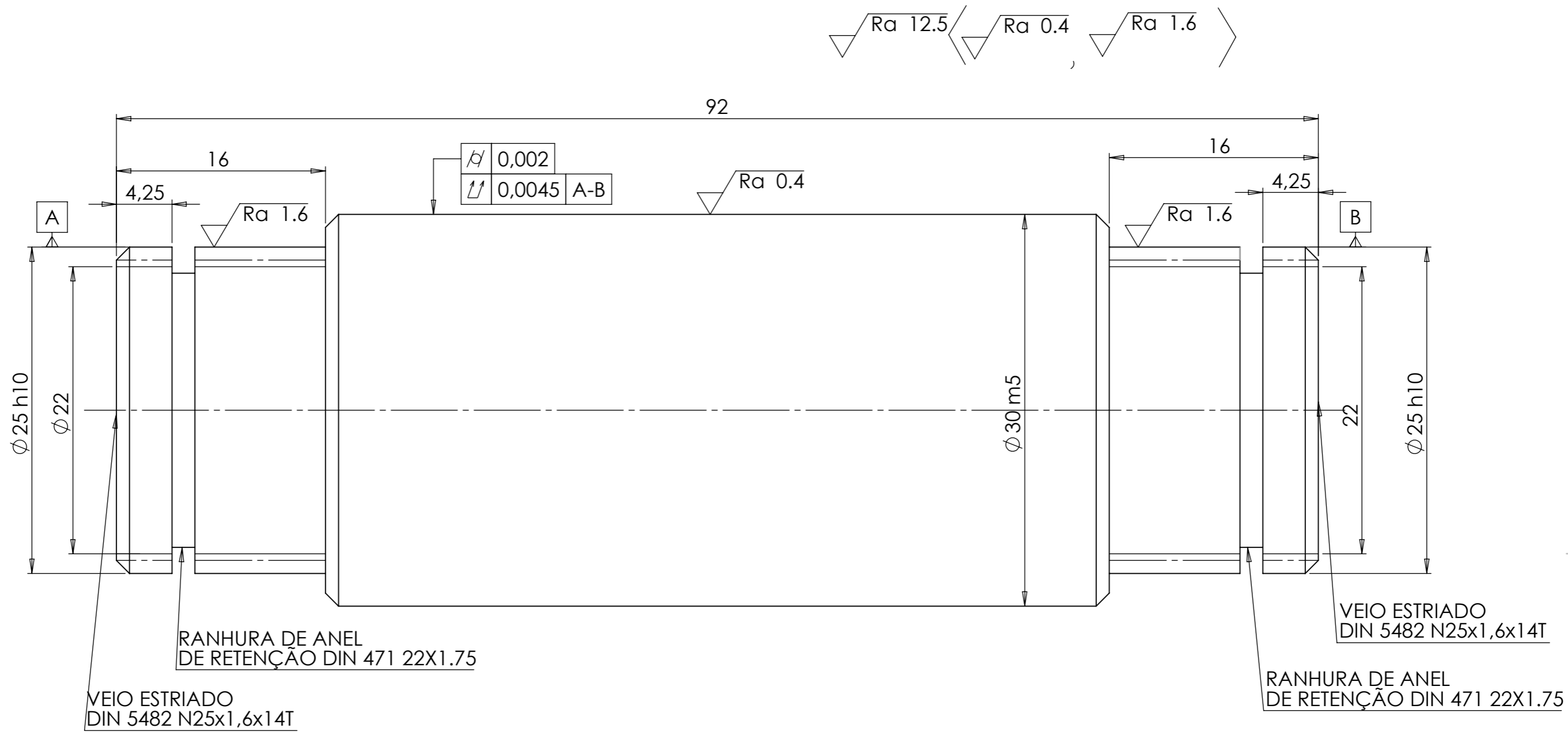
SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão	
DESENHADO	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:		Porta Planetarias (1º andar)	
VERIFICADO	Devlin Silva	<i>[Signature]</i>	25/10/23	DWG NO.		A3	
APROVADO				MATERIAL:		EN C22E	
MFG				PESO:		ESCALA 1:1	
Q.A						FOLHA 1/1	



NOTA:
 - chanfros não especificados correspondem a $1x45^\circ$

TOLERÂNCIA ISO	
45H11	+0.160 0
25H11	+0.0130 0

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-FH		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão	
DESIGNADO	Devlin Silva	ASSINATURA		DATA	25/10/23	TÍTULO: Porta Planetarias (1º andar)	
VERIFICADO						DWG NO. _____	
APROVADO						MATERIAL: EN C22E	
MFG						A3	
Q.A						LÍNGUA:PT	
				PESO:		ESCALA 1:1	FOLHA 1/1



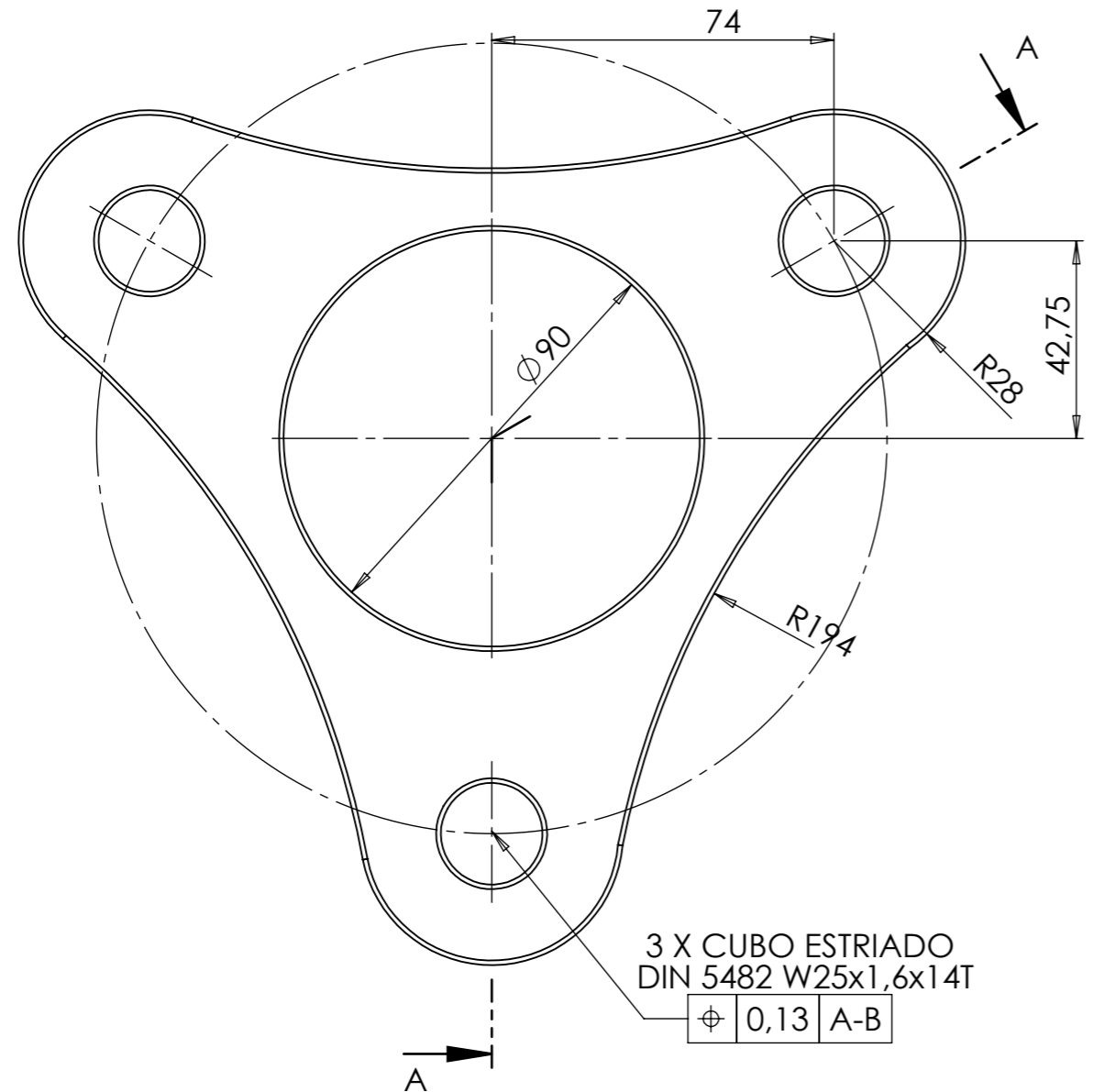
NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO			MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH	
DESENHADO: Devlin Silva			ASSINATURA:		DATA: 25/10/23	
VERIFICADO:			APROVADO:		TÍTULO: veio engren. planetaria (1º andar)	
MFG:			Q.A:		MATERIAL: EN-C22E	
TOLERÂNCIA ISO			PESO:		DWG NO. A3	
30m5					LÍNGUA: PT	
25h10					ESCALA 3:1	
					FOLHA 1/1	

TOLERÂNCIA ISO	
30m5	+0.017
	+0.008
25h10	0
	-0.084

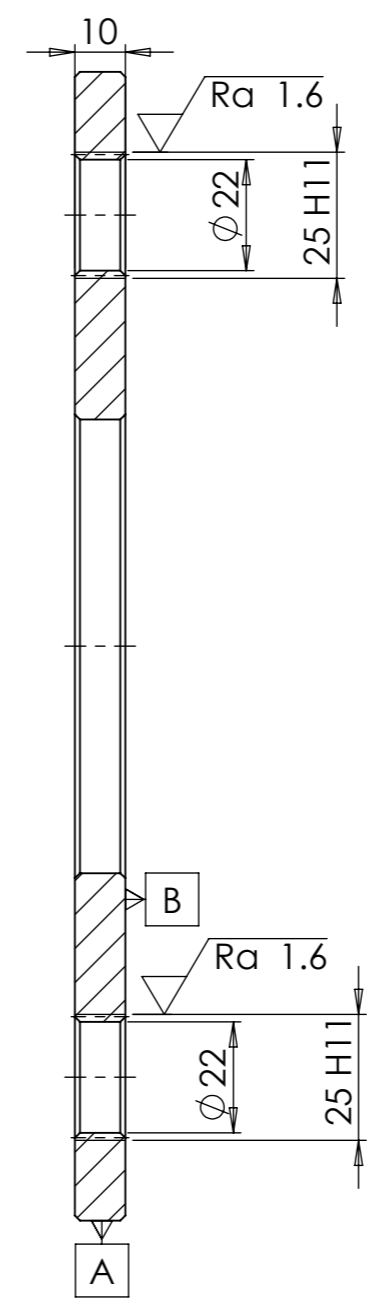
8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A




3 X CUBO ESTRIADO
DIN 5482 W25x1,6x14T
 ϕ 0,13 A-B

$\sqrt{Ra\ 12.5}$ $\langle \sqrt{Ra\ 1.6} \rangle$

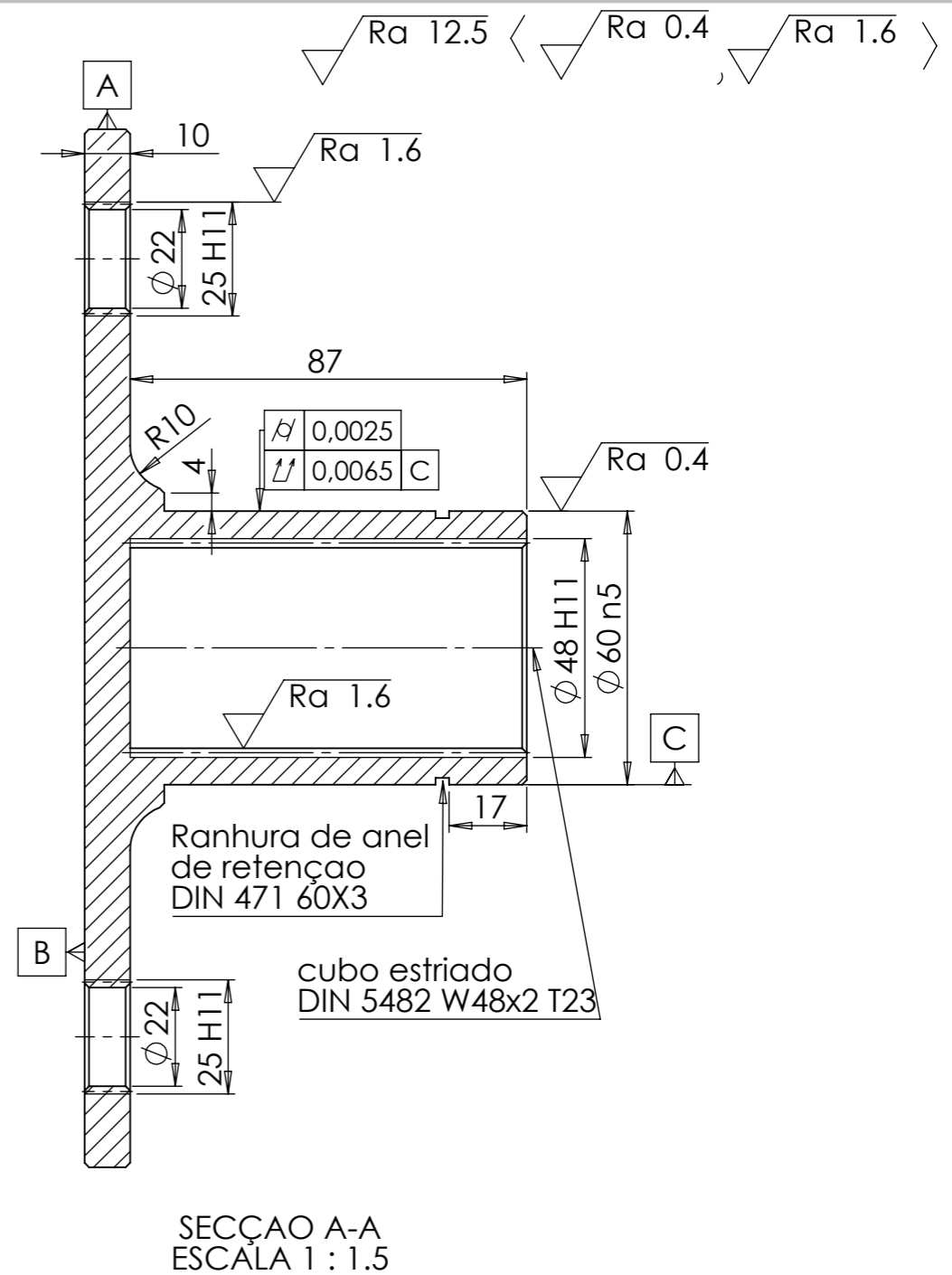
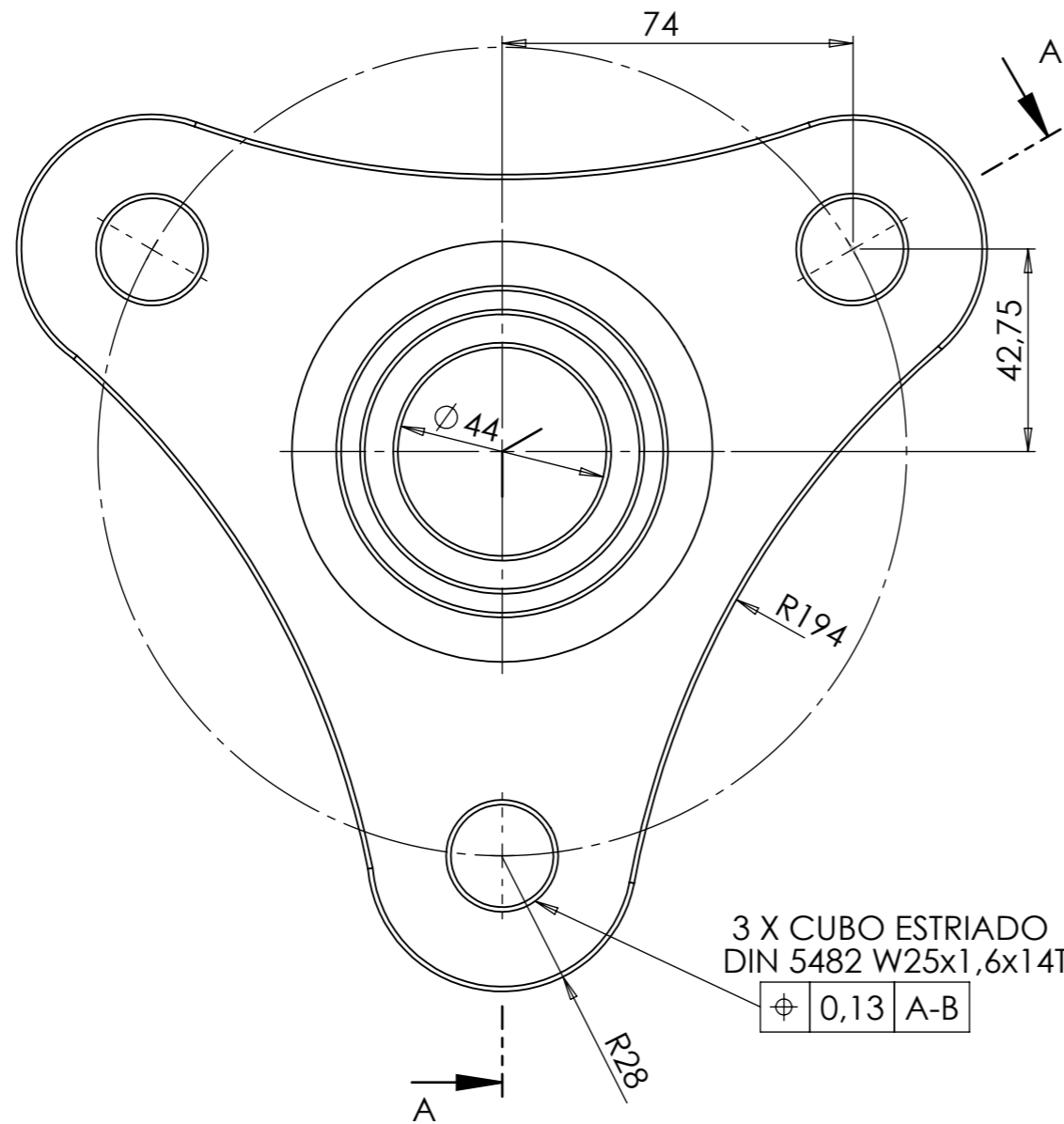


SECTION A-A
SCALE 1 : 1.5

NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-FH		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão	
DESENHADO	Devlin Silva	ASSINATURA		DATA	25/10/23	TÍTULO: porta planetaria (2º andar)	
VERIFICADO						DWG NO.	
APROVADO						MATERIAL: AISI 4340	
MFG						PESO:	
Q.A						ESCALA 1:1.5	
TOLERÂNCIA ISO						A3	
25H11						LÍNGUA:PT	
+0.130						FOLHA 1/1	
0						ESCALA 1:1.5	

8 7 6 5 4 3 2 1



NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO

MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2



TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH

TOLERÂNCIA ISO	
48H11	+0.160 0
60n6	+0.039 +0.020
25H11	+0.130 0

DESENHADO	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO
	Devlin Silva		25/10/23	porta planetaria/ veio de saída
VERIFICADO				
APROVADO				
MFG				
Q.A				
			MATERIAL:	DWG NO.
			AISI 4340	
			PESO:	ESCALA 1:1.5
				FOLHA 1/1

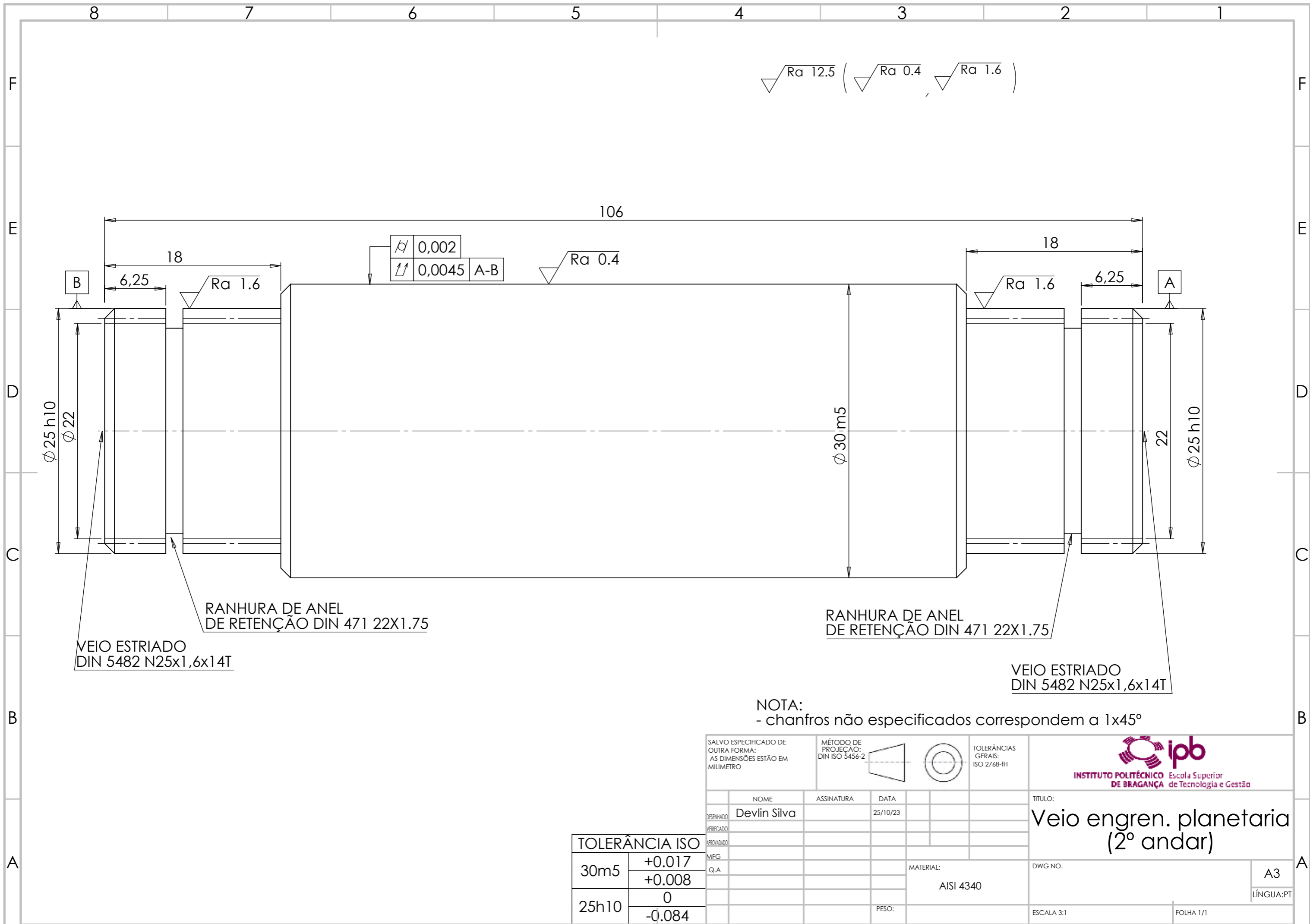


INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão

porta planetaria/
veio de saída

A3

LÍNGUA:PT



$\sqrt{Ra\ 12.5}$ ($\sqrt{Ra\ 0.4}$, $\sqrt{Ra\ 1.6}$)

106

\sqrt{Ra}	0,002
λ	0,0045 A-B

$\sqrt{Ra\ 0.4}$

18

$\sqrt{Ra\ 1.6}$

18

$\sqrt{Ra\ 1.6}$

6,25

22

$\varnothing 25_{h10}$

$\varnothing 22$

$\varnothing 30_{m5}$

$\varnothing 25_{h10}$

RANHURA DE ANEL DE RETENÇÃO DIN 471 22X1.75

RANHURA DE ANEL DE RETENÇÃO DIN 471 22X1.75

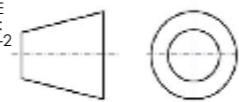
VEIO ESTRIADO DIN 5482 N25x1,6x14T

VEIO ESTRIADO DIN 5482 N25x1,6x14T

NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO

MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2



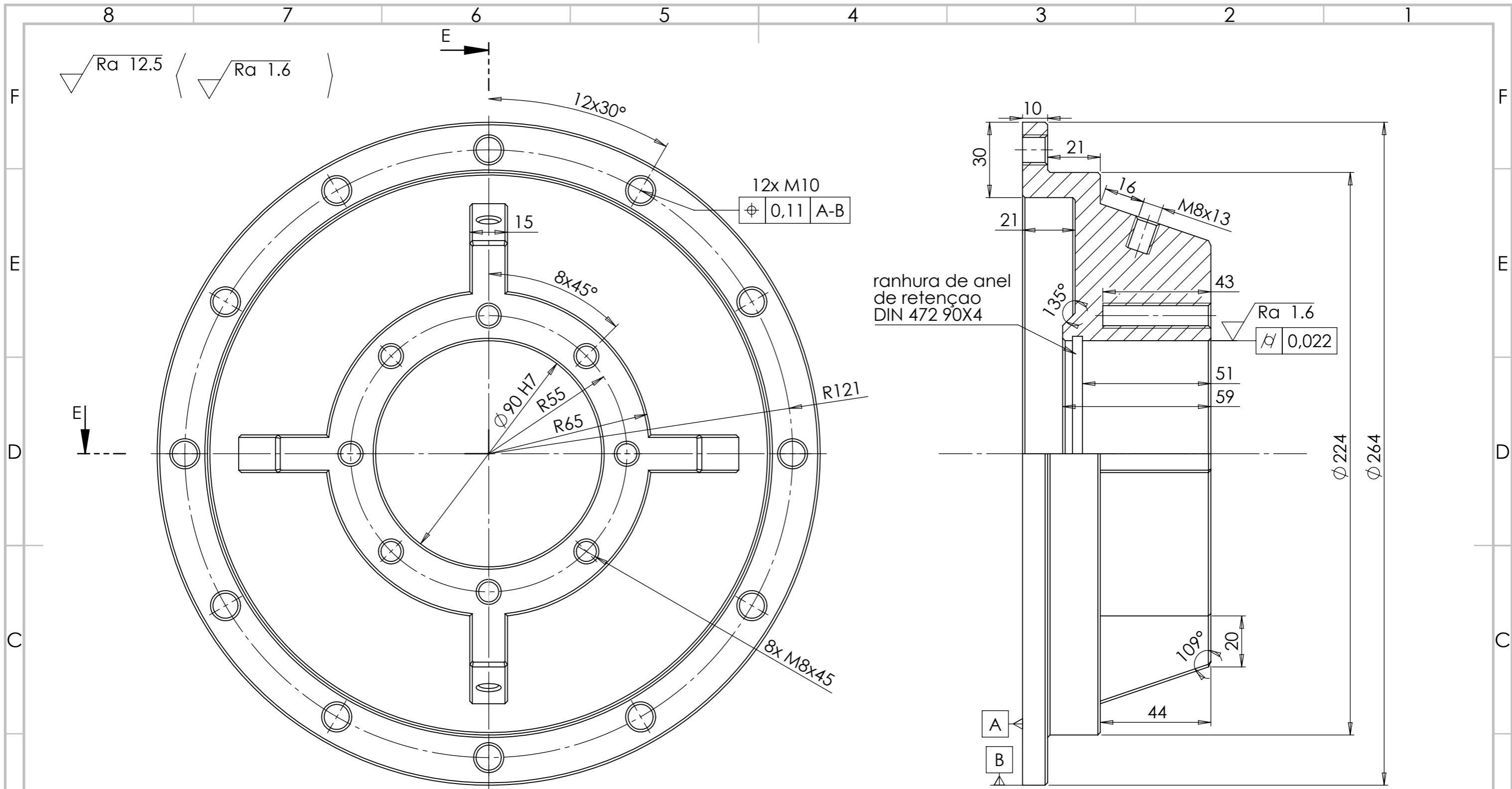
TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH



	NOME	ASSINATURA	DATA
DESENHADO	Devlin Silva		25/10/23
VERIFICADO			
APROVADO			
MFG			
Q.A			

TÍTULO:		Veio engren. planetaria (2º andar)	
MATERIAL:		AISI 4340	
DWG NO.:		A3	
PESO:		LÍNGUA:PT	
ESCALA 3:1		FOLHA 1/1	

TOLERÂNCIA ISO	
30m5	+0.017 +0.008
25h10	0 -0.084



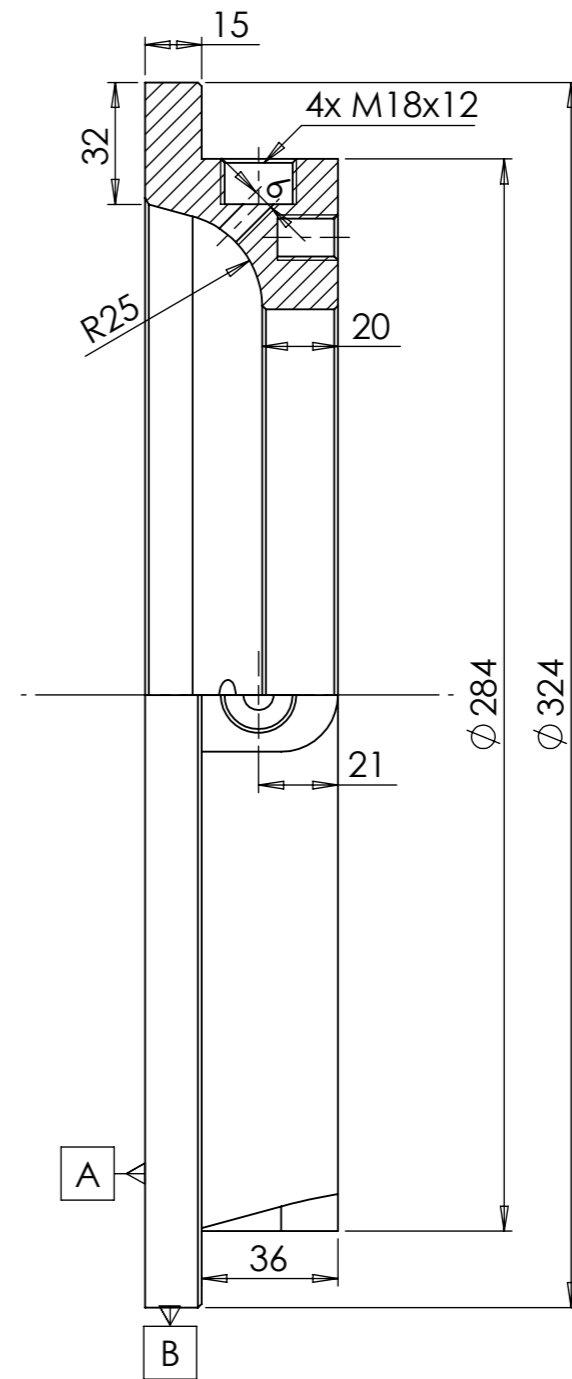
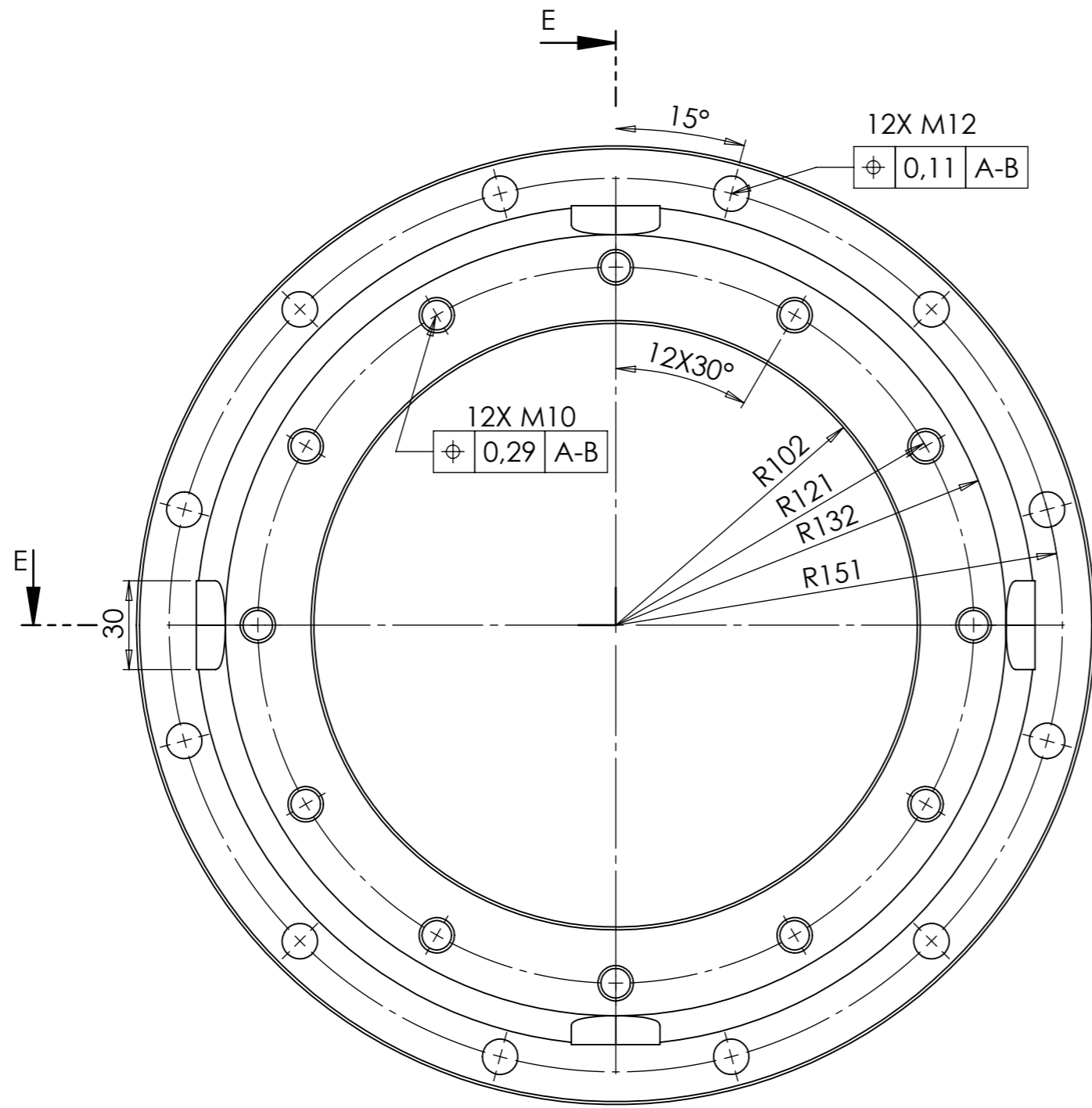
ranhura de anel de retenção DIN 472 90X4

SECÇÃO E-E
ESCALA 1 : 1.5

NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°


TOLERANCIA ISO	
90H7	+0.035
	0

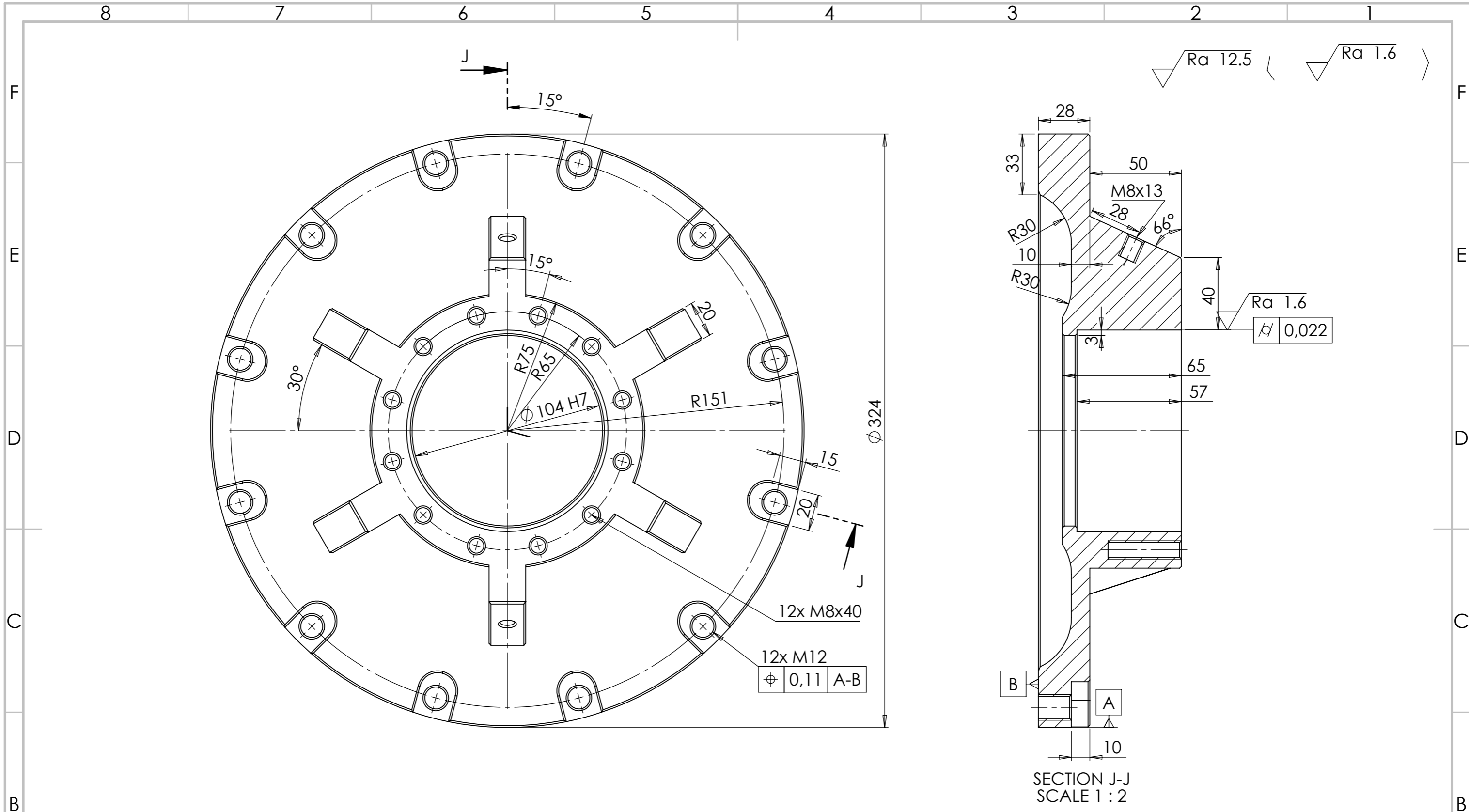
SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-FH		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão	
DESIGNADO	Devlin Silva	ASSINATURA		DATA	25/10/23	TÍTULO:	
VERIFICADO						Carter (1º andar)	
APROVADO						DWG NO.	
MFG						MATERIAL:	EN-GJL-150
Q.A						PESO:	
						ESCALA 1:1.5	FOLHA 1/1
						A3	LÍNGUA:PT



SECTION E-E
 SCALE 1 : 2

NOTA:
 - chanfros não especificados
 correspondem a 1x45°

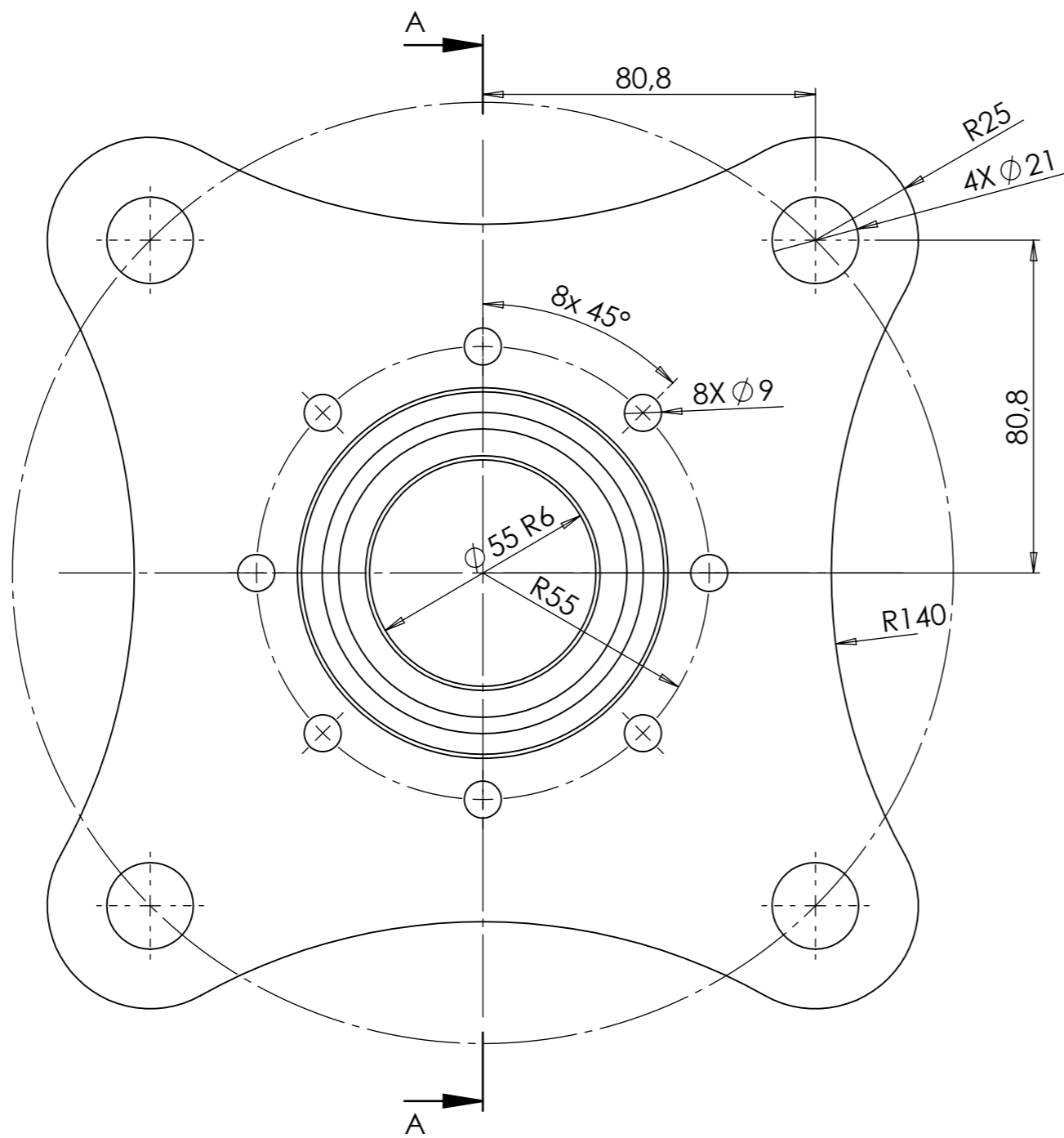
SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO			MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão	
DESENHADO	Devlin Silva	ASSINATURA	DATA	25/10/23	TÍTULO: Carter (União 1º/2º andar)			
VERIFICADO					DWG NO. A3			
APROVADO					LÍNGUA: PT			
MFG					MATERIAL: EN-GJL-150			
Q.A					PESO:			
					ESCALA 1:2		FOLHA 1/1	



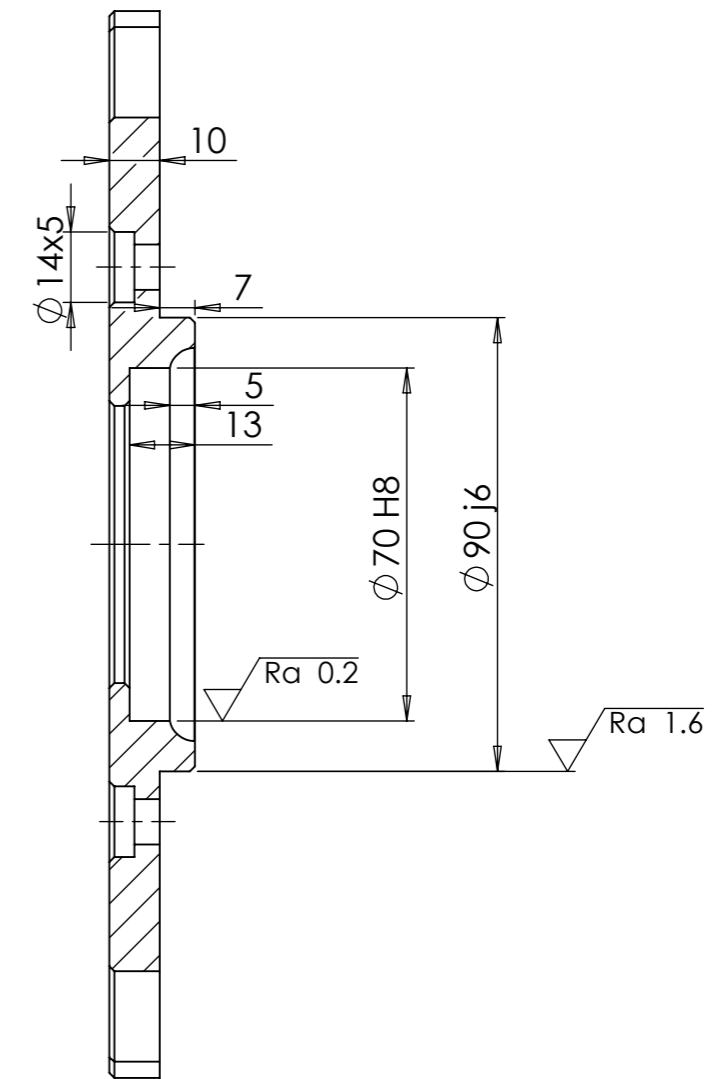
NOTA:
- chanfros não especificados correspondem a 1x45°

TOLERANCIA ISO	
104H7	+0.035
	0

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO			MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-FH			
DESIGNADO	Devlin Silva	ASSINATURA		DATA	25/10/23	TÍTULO:		
VERIFICADO						<h1>Carter</h1> <h2>(2º andar)</h2>		
APROVADO								
MFG								
Q.A								
				MATERIAL:		DWG NO.		A3
				EN-GJL-150				LÍNGUA:PT
				PESO:		ESCALA 1:2		FOLHA 1/1



$\sqrt{Ra\ 12.5}$ ($\sqrt{Ra\ 0.2}$, $\sqrt{Ra\ 1.6}$)

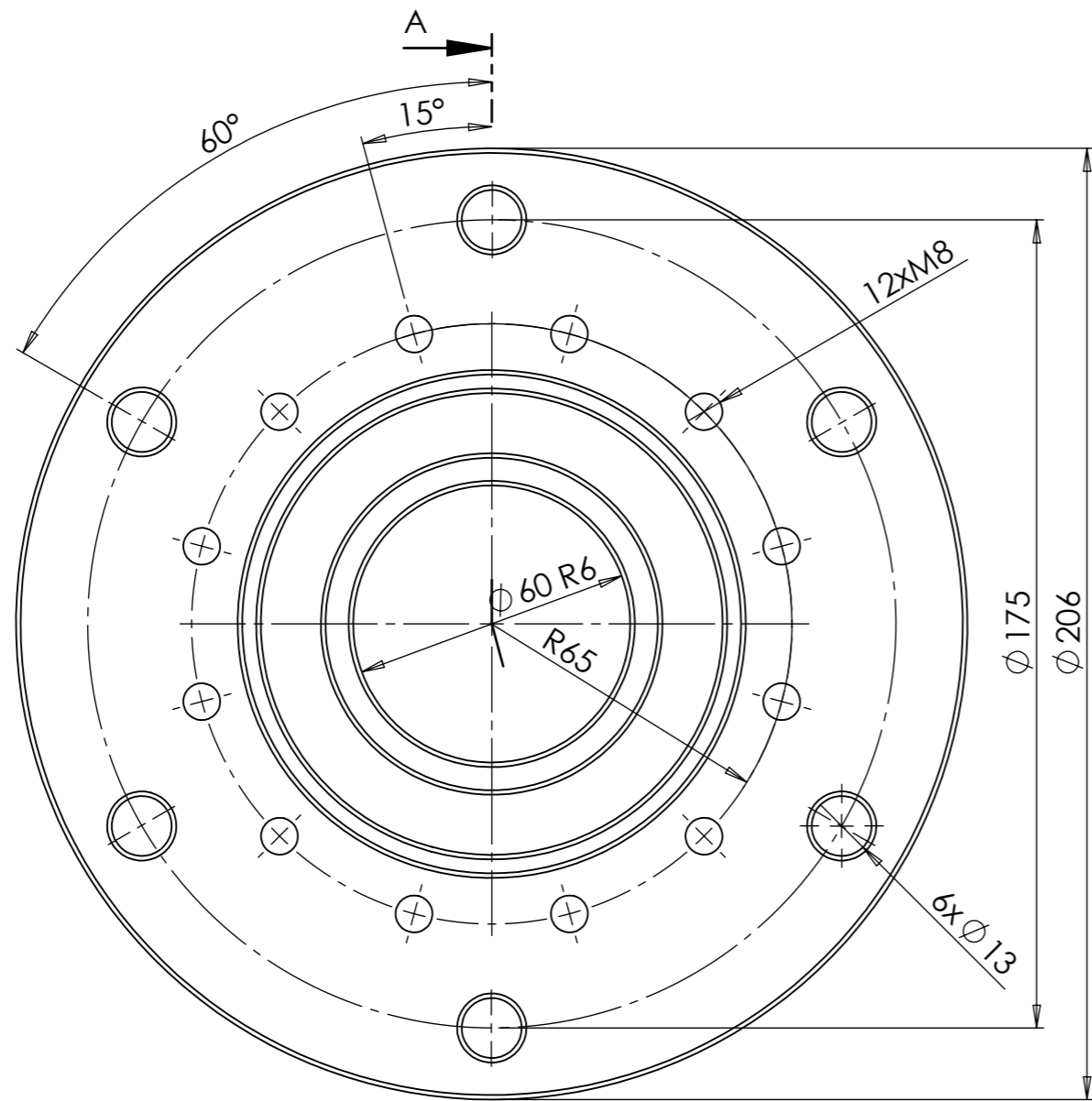


SECTION A-A
SCALE 1 : 1.5

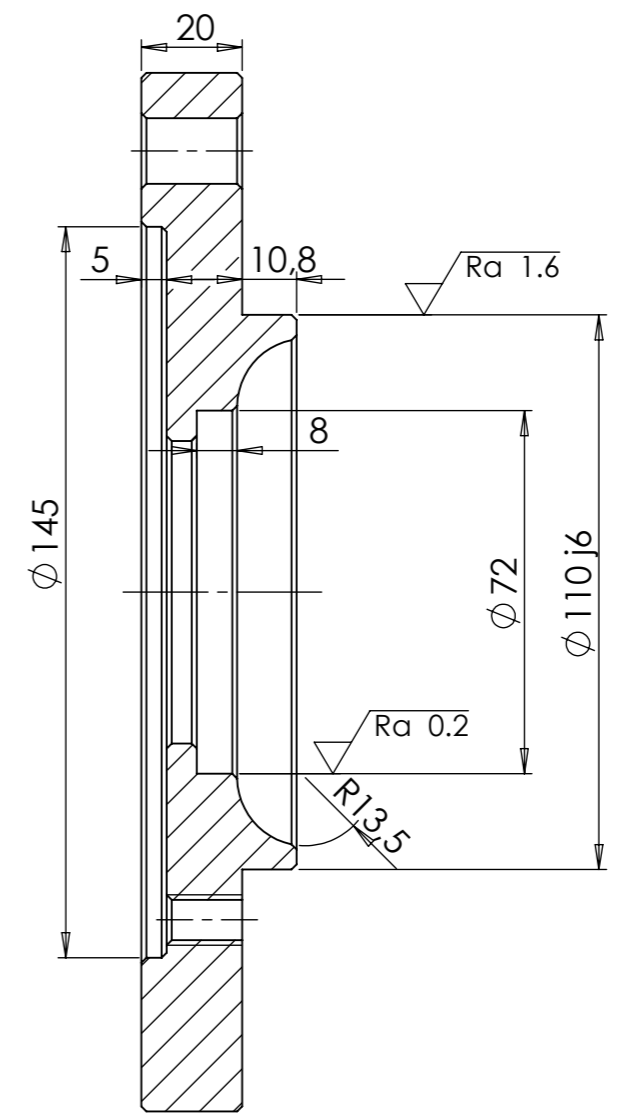
NOTA:
 - chanfros não especificados correspondem a 1x45°

TOLERÂNCIA ISO	
55R6	-0.035
	-0.054.
90j6	0
	-0.021

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILIMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-fH	
DESENHADO	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:	
VERIFICADO	Devlin Silva		25/10/23	flange de fixacao do motor (1º andar)	
APROVADO				DWG NO.	A3
MEG				MATERIAL:	LÍNGUA:PT
Q.A				EN C15	
			PESO:	ESCALA 1:1.5	FOLHA 1/1



$\sqrt{Ra\ 12.5}$ ($\sqrt{Ra\ 0.2}$, $\sqrt{Ra\ 1.6}$)

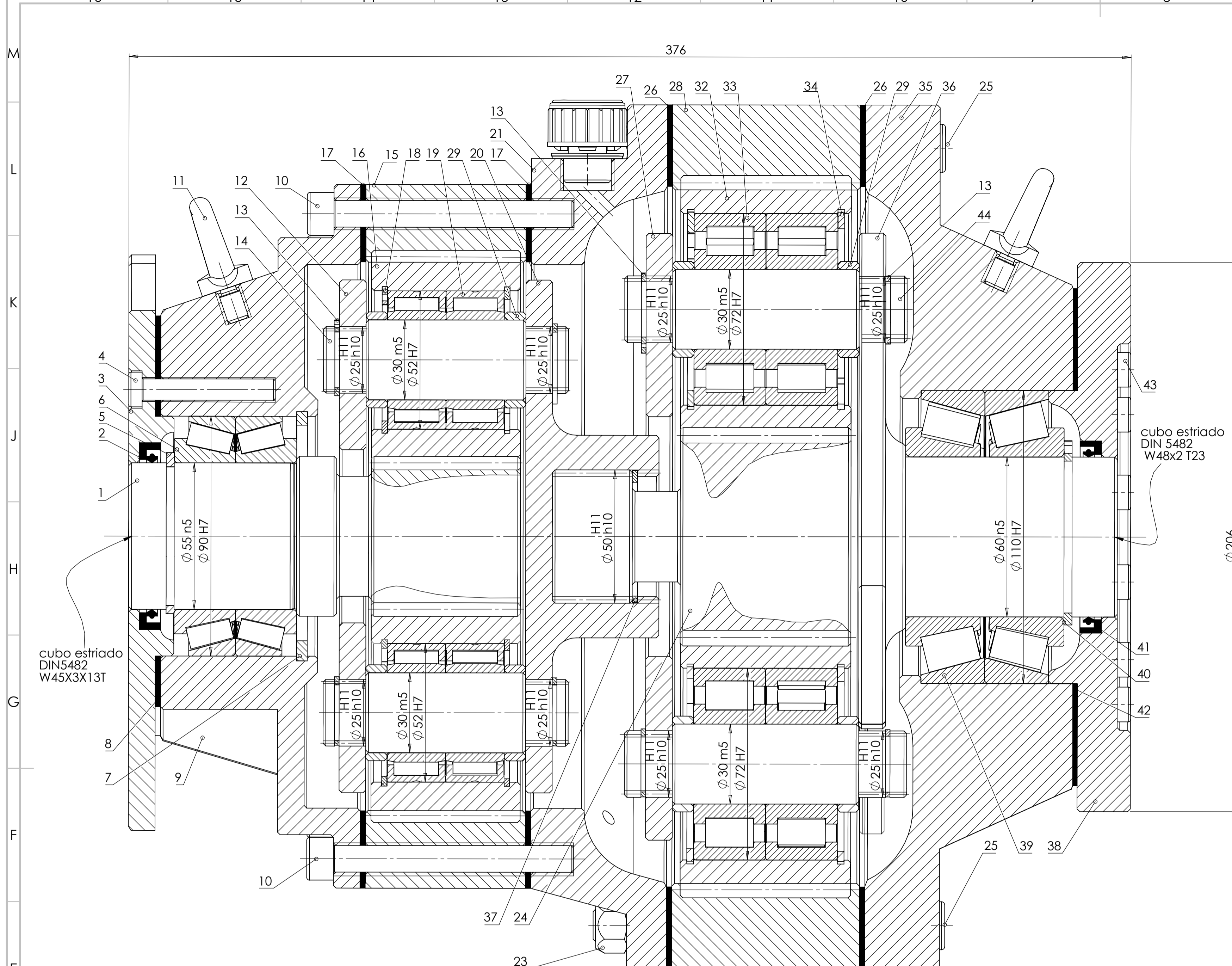


SECTION A-A
SCALE 1 : 1.5

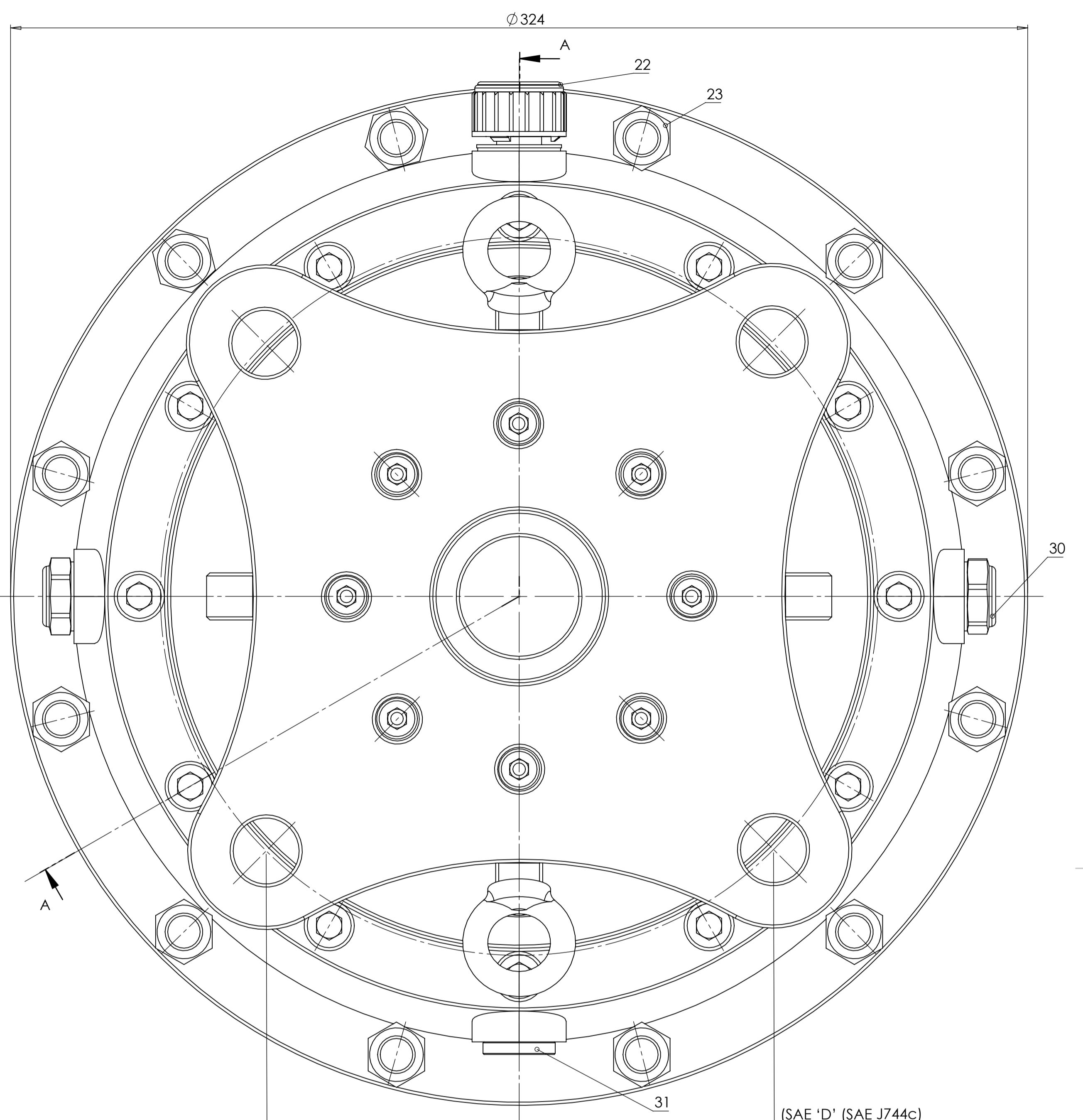
NOTA:
 - chanfros não especificados correspondem a 1x45°

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO		MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2		TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-FH		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão		
DESENHADO	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:		<h1>flange de fixação (2º andar)</h1>		
VERIFICADO	Devlin Silva		25/10/23	DWG NO.				A3
APROVADO				MATERIAL:				LÍNGUA:PT
MFG				EN C15		ESCALA 1:1.5	FOLHA 1/1	
Q.A				PESO:				

TOLERÂNCIA ISO	
60R6	-0.035
	-0.054.
110j6	+0.013
	-0.009



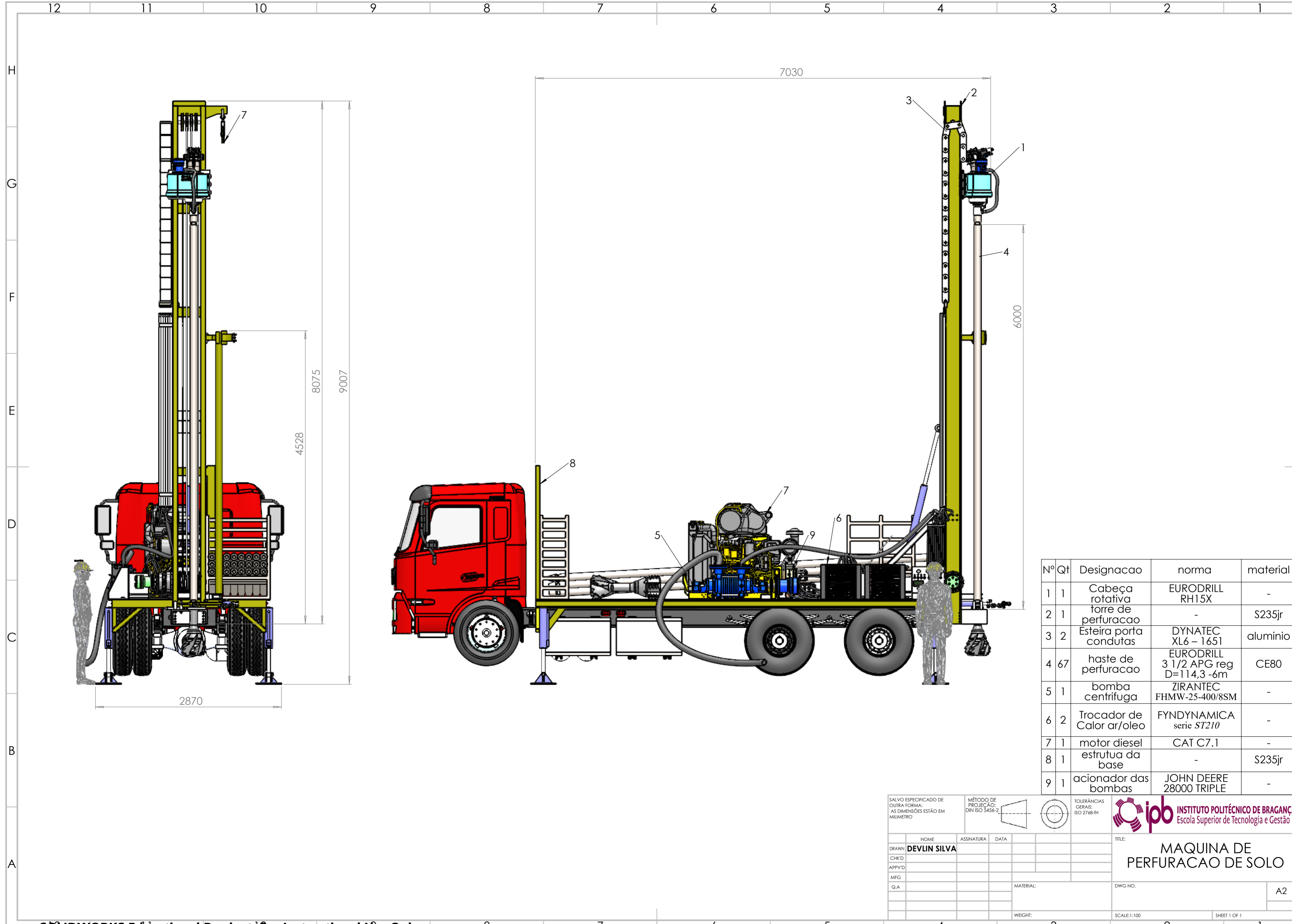
SECCÃO A-A
ESCALA 1:1



Nº	Qt	DESIGNAÇÃO	NORMA	MATERIAL
1	1	Veio de entrada (Engr. Solar 1º andar)		AlSi 4340
2	1	Vedação 55x72x8	SKF HMS5 V	
3	1	Flange de fixação (SAE J744c)		EN-C15
4	8	Parafuso M8x55	DIN 6912	8:8
5	1	Anel de retenção 55x3	DIN 471	aço inox DIN 1.4122
6	2	Rolamento de rolos cônicos 55x90x23	SKF 32011X	
7	2	Anel de retenção 90x4	DIN 472	aço inox DIN 1.4122
8	1	Junta de vedação		NBR
9	1	Carter 1º andar		EN-GJL-150
10	12	Parafuso M10x90	DIN 912	8:8
11	4	Parafuso de almal M8x13	DIN 358	8:8
12	1	Porta planetárias 1º andar		EN - C22E
13	12	Anel de retenção 22x1,75	DIN 471	aço inox DIN 1.4122
14	3	Veio da engr. planetária 1º andar		EN - C22E
15	1	Engren. interna ou anelar 1º andar		EN - C22E
16	3	Engrenagem planetária 1º andar		EN - C22E
17	2	Junta de vedação		NBR
18	6	Anel de retenção 52x2	DIN 472	aço inox DIN 1.4122
19	6	Rolamento de rolos de agulhas 30x52	SKF NKIS 30	
20	1	Porta planetárias de acopl. c/ 2º andar		EN - C22E
21	1	Carter de união de 1º c/ 2º andar		EN-GJL-150
22	1	Tampa de ventilação M18	KIPP K0458.30038	
23	12	Porca M12	DIN 7719	8:8
24	1	Engrenagem solar 2º andar		AlSi 4340
25	12	Parafuso M12x120	DIN 912	8:8
26	2	Junta de vedação		NBR
27	1	Porta planetárias 2º andar		EN - C22E
28	1	Engren. anelar 2º andar		EN - C22E
29	12	Anel espaçador 30x8	KIPP K0665	aço inox DIN 1.4404
30	2	Visor de nível de óleo	KIPP K0448.241815	
31	2	Tampa de drenagem	KIPP K1130.101815	Steel
32	3	Engrenagem planetária 2º andar		EN - C22E
33	6	Rolamento de rolos cilíndricos	SKF NUP 2306 ECP	
34	6	Anel de retenção 70x2,5	DIN 472	aço inox DIN 1.4122
35	1	Carter 2º andar		EN-GJL-150
36	1	porta planet. /veio de saída 2º andar		AlSi 4340
37	1	Anel de retenção 47x2	DIN 471	aço inox DIN 1.4122
38	1	Flange de fixação		EN-C15
39	2	rolamentos de rolos cônicos 110x60x38	SKF 32212	
40	1	Anel de retenção 60x3	DIN 471	aço inox DIN 1.4122
41	1	Vedação 60x72x8	SKF HMS5 V	
42	1	Junta de vedação		NBR
43	12	Parafuso M8x55	DIN 7984	8:8
44	3	Veio da engr. planetária 2º andar		EN - C22E

TOLERÂNCIA ISO	
25H11	+0.130
	0
25h10	0
	-0.084
30m5	+0.017
	+0.008
	+0.16
45 H11	0
	+0.160
48H11	0
	+0.03
52 H7	0
	0
55 h10	0
	-0.12
	-0.030
55R6	-0.054
	+0.033
55 n5	-0.048
	-0.030
60R6	-0.054
	+0.039
60n6	+0.020
	+0.03
72 H7	0
	0
90j6	-0.021
	+0.035
90H7	0
	+0.035
104H7	0
	+0.013
110j6	-0.009

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA, AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO		MÉTODO DE PROJECÇÃO: DIN ISO 5456-2	TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-M	<p>INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA - Escola Superior de Tecnologia e Gestão</p>
NOME: DÉVLIN SILVA	ASSINATURA: [Signature]	DATA: 29/10/23	TÍTULO: REDUTORA PLANETÁRIA (i=23:1)	
PROJECÇÃO: [Symbol]	REVISÃO: [Symbol]	MATERIAL: [Symbol]	DWG. NO.: [Symbol]	A1
ESCALA: 1:1	FOLHA: 1/1	LÍNGUA: PT		



Nº	Qt	Designacao	norma	material
1	1	Cabeça rotativa	EURODRILL RH15X	-
2	1	torre de perfuracao	-	S235jr
3	2	Esteira porta condutas	DYNATEC XL6 - 1651	aluminio
4	67	haste de perfuracao	EURODRILL 3 1/2 APG reg D=114,3 -6m	CE80
5	1	bomba centrifuga	ZIRANTEC FHMW-25-400/8SM	-
6	2	Trocador de Calor ar/oleo	FYNDYNAMICA serie ST210	-
7	1	motor diesel	CAT C7.1	-
8	1	estrutua da base	-	S235jr
9	1	acionador das bombas	JOHN DEERE 28000 TRIPLE	-

SALVO ESPECIFICADO DE OUTRA FORMA: AS DIMENSÕES ESTÃO EM MILÍMETRO

MÉTODO DE PROJEÇÃO: DIN ISO 5456-2

TOLERÂNCIAS GERAIS: ISO 2768-1H

ipb INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA
Escola Superior de Tecnologia e Gestão

TITLE: **MAQUINA DE PERFURACAO DE SOLO**

DWG NO. **A2**

SCALE: 1:100

SHEET 1 OF 1

Q.A. MATERIAL: WEIGHT: