

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FERNANDO HENRIQUE BACCHI

**DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES DE UMA BOMBA DE ENGRENAGENS
APLICADA A UM VEÍCULO DE ALTA PERFORMANCE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2018

FERNANDO HENRIQUE BACCHI

**DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES DE UMA BOMBA DE
ENGRENAGENS APLICADA A UM VEÍCULO DE ALTA PERFORMANCE**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto

Coorientador: Prof. Janerson Flores

PATO BRANCO

2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

Dimensionamento dos principais componentes de uma bomba de engrenagens aplicada a um veículo de alta performance.

Fernando Henrique Bacchi

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 18/06/2018 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Robson Gonçalves Trentin
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Adelino Maccarini
(UTFPR - Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Diego Rossetto
(UTFPR - Departamento de Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Paulo Cesar Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho primeiramente a Deus que me deu a vida, saúde e os dons necessários para a elaboração deste trabalho bem como minha carreira acadêmica. Também a meus pais que todos os dias batalharam e batalham por nossa família e também aqueles que de alguma forma contribuíram para minha jornada neste curso de graduação, direta ou indiretamente. Dedico também a mim mesmo, ao meu ego, pois ele serve como exemplo de minha capacidade, dos meus anseios, de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente quero agradecer a Deus, por ter dado força todos os dias a mim e aos meus pais para que eu pudesse chegar até aqui.

Em segundo lugar, gostaria de agradecer aos meus pais que todos os dias trabalham arduamente para que eu pudesse chegar as fases finais deste curso de graduação. Sem eles eu não teria chegado tão longe. Sem o esforço e cada gota de suor deles, cada suspiro dado, cada fio de cabelo perdido, não teria sido possível esta jornada. Eles são o maior tesouro que Deus pode ter colocado no meu caminho, e agradeço todos os dias a ele por isso. Quero agradecer a eles, por terem dado os exemplos de perseverança e caráter que me deram.

Também gostaria de deixar um agradecimento especial a meu Professor, coorientador e amigo Janerson Flores pela ajuda na elaboração deste trabalho, desde a concepção da ideia até a sua conclusão.

Ao professor Diego Rossetto, que aceitou me orientar neste trabalho, contribuindo para sua concepção e conclusão, que é o passo final de uma longa jornada do curso de graduação e é um passo muito importante na vida de qualquer pessoa.

A todos que de alguma maneira, direta ou indireta, contribuíram para a conclusão deste curso e deste trabalho.

EPIGRAFE

“... You risk it all, you put her in front of everything, your life, all of it. And maybe the stuff you do to help her isn't so clean. You know what? It doesn't matter. Because in your heart you know, that the juice is worth the squeeze...” (The Girl Next Door, 2004).

“... Você arrisca tudo, você a coloca-a à frente de tudo, sua vida, tudo. Talvez algumas coisas que você faça para a ajudar não sejam lá tão corretas. Mas sabe o quê? Não importa. Pois no fundo do seu coração você sabe que os sacrifícios e obstáculos valeram à pena. (The Girl Next Door, 2004).

RESUMO

BACCHI, F. H. Dimensionamento dos principais componentes de uma bomba de engrenagens aplicada a um veículo de alta performance. 2018. 88p. Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Pato Branco.

Muitas vezes em veículos de alta performance encontram-se dificuldades referentes a alimentação de combustível. As soluções de bombas de combustível disponíveis em mercado não suprem a demanda requerida para a alimentação desse tipo de veículos, sendo necessária uma readequação do sistema ou o uso de mais de um desses componentes, funcionando em paralelo. Porém estas modificações podem ocasionar muitos problemas para o sistema de alimentação. Este trabalho foi desenvolvido baseando-se na necessidade de uma maior vazão da bomba de combustível para esse tipo de veículos. Foram elaborados os dimensionamentos dos principais componentes de uma bomba mecânica de engrenagens, voltando sua aplicação à um veículo de alta performance, que neste caso, trata-se do veículo utilizado pela equipe UTECH Performance, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Pato Branco. Neste trabalho são realizados os dimensionamentos e adequações do eixo de transmissão, do engrenamento, da chaveta para polia, e da espessura mínima para carcaça, além de serem apresentados os cálculos de verificação para vida útil dos rolamentos selecionados.

Palavras-chave: Bomba de combustível, Veículo de alta performance, Eixo de transmissão, Engrenagens, Rolamentos.

ABSTRACT

BACCHI, F. H. Design of the main components of a gear pump applied to a high-performance vehicle. 2018. 88p. Final paper of the Mechanical Engineering Course. Federal University of Technology, Paraná – Pato Branco.

Talking about high performance vehicles, difficulties about the fuel system are usually found. The solutions for fuel supply available in the market to this type of vehicle, does not provide the necessary demand of fuel, thus it is necessary to rearrange the system or to use more of these pumps, shunt connected. However, these modifications can cause a lot of problems in the system or in the components. This paper was developed given the need of a higher fuel rate, provided by the fuel pump to this type of vehicles. There were elaborated the design of the main components of a gear pump, applied to a high-performance vehicle, that in this case is the vehicle used by the UTECH Performance team of the Federal University of Technology – Paraná – Campus Pato Branco. In this paper are presented the design and the adjustments to the transmission shaft, the gears, the pulley keyway, the minimum thickness for the housing pump and besides being presented the bearings life check.

Keywords: Fuel pump, High-performance vehicles, Gears, Transmission shaft, Bearings.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
2 OBJETIVOS	13
2.1 OBJETIVO GERAL	13
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
3.1 MÁQUINAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO	15
3.2 BOMBA DE ENGRENAGENS.....	17
3.2.1 Bomba de engrenagens externas	18
3.2.2 Performance de bombas de engrenagens externas.....	23
3.2.3 Causas de falhas em bombas de engrenagens externas.....	28
3.3 EIXOS DE TRANSMISSÃO	31
3.4 CHAVETAS	34
3.5 ENGRENAGENS	36
4 METODOLOGIA	45
4.1 LEVANTAMENTO DE DADOS E DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS HIDRÁULICOS DA BOMBA.....	45
4.2 DIMENSIONAMENTOS	46
5 RESULTADOS OBTIDOS	47
5.1 COLETA DE DADOS E DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS HIDRÁULICOS DA BOMBA.	47
5.2 DIMENSIONAMENTO DO ENGRENAMENTO.....	51
5.2.1 Cálculo das dimensões da engrenagem	51
5.2.2 Cálculo das forças no engrenamento	55
5.2.3 Cálculo das tensões no engrenamento	56
5.3 DIMENSIONAMENTO DO EIXO DE TRANSMISSÃO	58
5.3.1 Cálculo das dimensões, reações e momentos	58

5.3.2 Cálculo dos limites de resistência à fadiga	64
5.3.3 Interações para cálculo do diâmetro final	66
5.4 DIMENSIONAMENTO DA CHAVETA PARA A POLIA	68
5.5 VERIFICAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS	70
5.6 DIMENSIONAMENTO DA ESPESSURA MÍNIMA DA CARÇA DA BOMBA..	71
6 CONCLUSÃO	75
REFERÊNCIAS.....	76
APÊNDICE A – CÁLCULOS COMPLEMENTARES	79
APÊNDICE B – DESENHOS	86

1 INTRODUÇÃO

A busca pela melhora dos componentes de um veículo se intensifica cada vez mais com o passar do tempo. Em sistemas como o de veículos de alta performance, melhorar o funcionamento ou o resultado final de um dos componentes pode ter grande influência no resultado final de um projeto, gerando um ganho de potência, melhorando o rendimento, diminuindo o risco de quebras, aumentando a autonomia do mesmo.

Para que possam ser arrançadas as condições ideais de funcionamento, o motor de um veículo possui sistemas complementares, como por exemplo o sistema de alimentação de ar e combustível, sistema de arrefecimento, sistema de lubrificação, sistema elétrico, entre outros.

Voltando um olhar mais focado para o sistema de alimentação de combustível do motor de veículos de alta performance, encontramos uma variedade limitada de bombas de combustível, se levarmos em consideração os tipos de funcionamento das que são produzidas comercialmente nos dias de hoje. Segundo Truosolo (2013), normalmente são usadas bombas elétricas, comandadas por meio de relés de potência, que são ligados a saída (*output*) do módulo de controle do motor (ECM).

O uso de uma dessas bombas muitas vezes não é capaz de suprir a alimentação desse tipo de veículos, devido ao fato destas não alcançarem as vazões necessárias. Para se aumentar a vazão de uma bomba elétrica, é necessário um aumento de corrente e tensão, fato este que provocaria falhas graves no sistema elétrico do veículo, então se faz necessário o uso de mais de uma bomba como alternativa para superar este obstáculo. Porém, bombas elétricas acabam falhando com frequência devido à uma série de fatores, tais como o acúmulo de impurezas no tanque, pré-filtro entupido ou danificado, sobrecarga de corrente de obstrução, avaria no filtro de combustível, aplicação incorreta ou ainda o uso de combustível adulterado ou de baixa qualidade (PELLEGRINO, 2013). Então o uso de mais de uma dessas bombas não é a solução ideal, visto que para veículos de alta performance os componentes são dimensionados perto de seus valores limites de funcionamento.

Além disso, outro fator importante para ser levado em conta, é que veículos de alta performance não tem a mesma frequência de uso quando comparado a

veículos usados em nosso dia a dia, fato este que pode causar o engripamento da bomba.

Uma alternativa para que este problema seja solucionado seria o uso de outro tipo de bomba. Um dos modelos que poderiam ser utilizados seria uma bomba mecânica de engrenagens. Este modelo tem seu funcionamento por meio de um mecanismo de engrenagens, e funciona de modo totalmente mecânico, já que sua fonte de energia vem de um acoplamento ao eixo. Segundo Henn (2006) estas bombas podem ser usadas para transportar uma grande variedade de líquidos, e com uma ampla faixa de vazões, para diferentes pressões, viscosidades e temperatura. O autor também nos diz que suas vazões podem variar de 0,2 a 1000 m³/h, e suas pressões de descarga podem chegar a 210 bar.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Realizar o dimensionamento dos principais componentes de uma bomba mecânica de engrenagens que consiga suprir adequadamente a alimentação de combustível de veículos de alta performance.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Este trabalho tem como objetivos específicos:

- Estabelecer parâmetros de trabalho para a bomba de acordo com as necessidades da equipe UTECH Performance;
- Dimensionar o sistema de engrenamento para a bomba mecânica de engrenagens;
- Dimensionar o eixo principal para suporte do sistema de engrenamento e para a ligação ao motor do veículo;
- Dimensionar a espessura mínima para a carcaça para a bomba;
- Dimensionar os rolamentos e verificar sua vida útil.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 MÁQUINAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO

Máquinas de fluido são equipamentos utilizados para conversão de energia, seja ela extraída do fluido e transformada em energia mecânica ou de maneira oposta, onde a energia mecânica é transferida para o fluido utilizado.

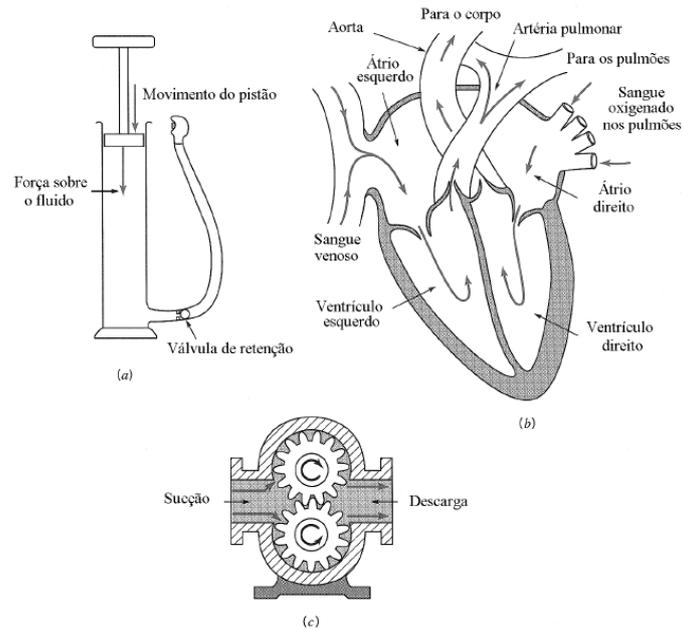
Segundo Munson (2006), de uma maneira simples, bombas hidráulicas são as que fornecem energia ao fluido, e turbinas são as que retiram energia do fluido, em outras palavras o fluido atua sobre a própria turbina.

Dentre os diferentes métodos para classificarmos máquinas de fluidos, duas categorias principais podem ser ressaltadas, as de deslocamento positivo e as de deslocamento não positivo, que também são conhecidas como turbomáquinas.

Nas máquinas de deslocamento positivo, que também são chamadas de estáticas, o fluido é forçado a variar sua energia, onde circula dentro da própria máquina, e dentro desse confinamento o mesmo passa por alterações de pressão, causadas pela variação do volume da máquina (Brasil, 2013). Munson (2006) destaca que é imprescindível lembrarmos que o trabalho realizado e a pressão são causados por forças estáticas e não dinâmicas. Como exemplos desse tipo de máquina pode-se citar, os motores de combustão interna, bombas de encher pneus, o coração humano, ou ainda as “Bombas de Engrenagens” (*Gear Pumps*), que são ilustrados na Figura 1.

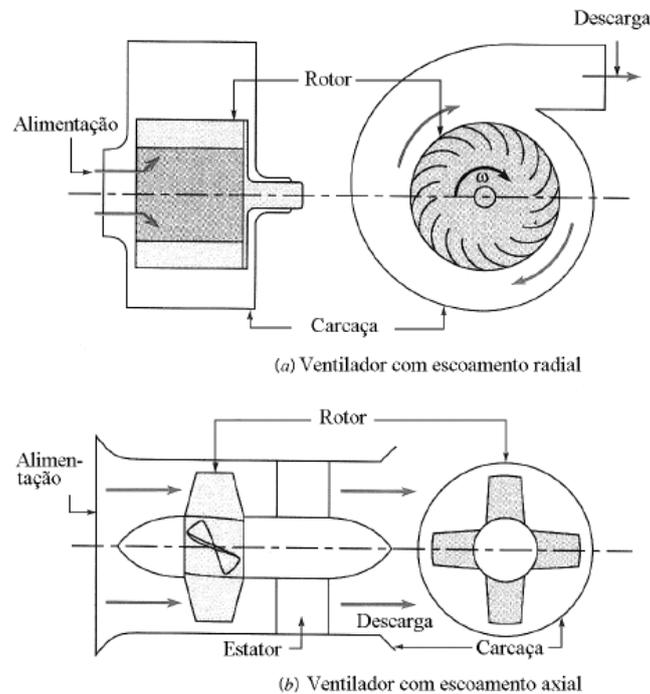
Nas turbomáquinas o fluido tem ou não variações de energia, causadas pelos efeitos dinâmicos da corrente fluida. A corrente fluida é originada devido ao fluxo contínuo de fluido que passa através da máquina, princípio básico do funcionamento deste tipo de equipamento. Elas são baseadas em um rotor, formado por arranjos de pás, canecas, ou canais, organizados ao redor de um eixo de rotação. A partir do movimento desse rotor, efeitos dinâmicos são produzidos, estes podem fornecer energia ao fluido, ou remover energia dele. Como exemplo deste tipo de máquina de fluxo pode-se citar, ventiladores radiais e axiais, as bombas d'água centrífugas, turbocompressores, turbina das turbinas a gás dos aviões, as turbinas a vapor, entre outros. A Figura 2 ilustra alguns exemplos de turbomáquinas.

Figura 1 - Exemplos de dispositivos de deslocamento positivo.



Fonte: Munson (2006).

Figura 2 - Exemplos de turbomáquinas.



Fonte: Munson (2006).

Esta seção irá tratar apenas sobre máquinas de deslocamento positivo, dando mais atenção para as bombas, e com um enfoque especial para as bombas de

engrenagens. O Quadro 1 mostra a classificação das bombas de deslocamento positivo em relação ao seu princípio de funcionamento.

Quadro 1 – Classificação das bombas de deslocamento positivo

Deslocamento Positivo	Bombas Alternativas	Pistão
		Êmbolo
		Diafragma
	Bombas rotativas	Engrenagens
		Lóbulos
		Parafusos
		Palhetas
		Pistão

Fonte: Adaptado Senai-SC (2004).

Máquinas de deslocamento positivo fornecem quantidades constantes de combustível, fato este que facilita o cálculo da vazão média teórica dessas bombas. Se considerarmos que o fluido não retorne das regiões com alta pressão para as de baixa pressão (devido às folgas específicas do equipamento), e também se for considerado o fluido como incompressível, REESE et al (2007) nos diz que a vazão volumétrica média Q é calculada pela equação 1:

$$Q = \frac{w*z*n}{60} \quad (1)$$

Onde o volume característico de cada um dos componentes do bombeamento é representado por w , o número de rotações por minuto (Rpm) da bomba é representado por n , e finalmente z , representa o número de componentes de bombeamento, ou melhor, a quantidade de volumes característicos para cada volta do eixo:

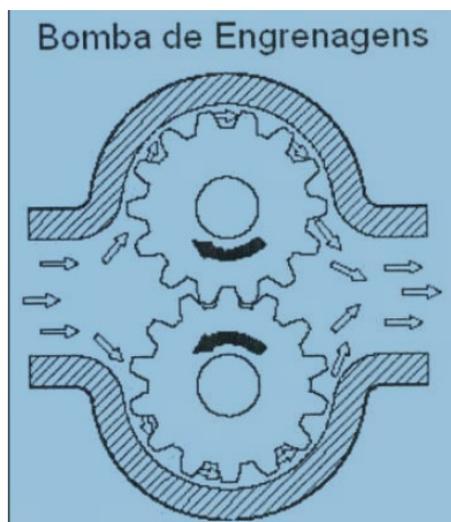
3.2 BOMBA DE ENGRENAGENS

Bombas de engrenagens são um dos tipos de bombas hidráulicas mais utilizadas nos dias de hoje devido a sua versatilidade no quesito de vazões e pressões que podem ser atingidas. Este tipo de bombas possui uma construção consideravelmente simples, onde geralmente as únicas peças que podem se mover, são as próprias engrenagens. Segundo Henn (2006), estas bombas são formadas

baseadas em duas engrenagens, com um sistema de engrenamento que gira interna ou externamente. Senai-SC (2004) explica que devido ao desengrenamento que ocorre entre os elementos motor e movido, nos vãos formados entre os dentes da engrenagem e a parede da carcaça, o líquido é movido da seção de entrada para seção de saída da bomba. A partir do momento que ocorre o reengrenamento, o líquido sofre ação de pressão e é forçado a sair da bomba.

Santos (2007), afirma que o sistema de engrenagens em funcionamento, teria a função de bloqueio do fluido, para que ele não retornasse para a entrada, porém com a atuação da pressão e de uma folga pequena que existe entre as engrenagens, o fluido acaba retornando a entrada e reentrando no ciclo. A questão a ser levantada é que este retorno de fluido é benéfico para o sistema, pois essa pequena quantidade de fluido que volta ao início do ciclo serve como sistema de lubrificação dos componentes, de uma maneira geral impedindo que eles sofram desgaste prévio. Na Figura 3 pode-se observar um esquemático com o fluxo do fluido e suas direções.

Figura 3 – Bomba de Engrenagens Externa Simples



Fonte: Lopes (2007).

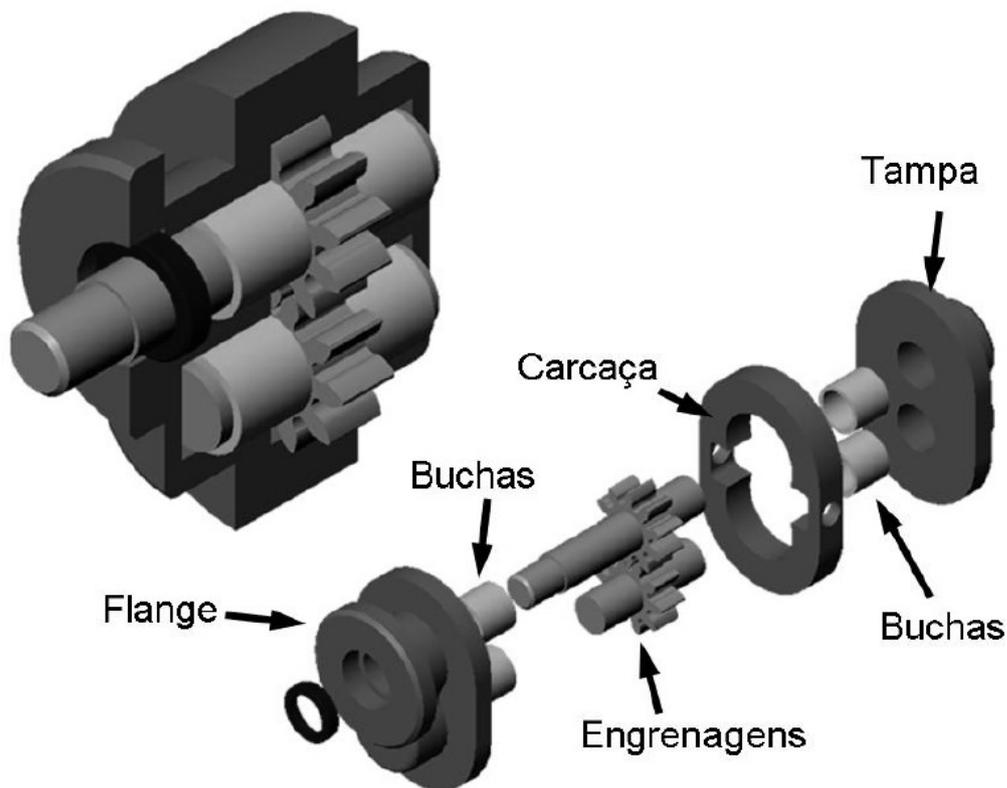
3.2.1 Bomba de engrenagens externas

De uma maneira simplificada a bomba de engrenagens externa como já citado anteriormente utiliza-se de um par de engrenagens, porém estas devem ser iguais, diferentemente das que utilizam engrenamento interno. Estas engrenagens são internas à uma carcaça, que possui uma entrada e uma saída para o fluido.

De acordo com Dalla Lanna (2005), o par de engrenagens, possui uma

engrenagem motora e uma movida, a engrenagem responsável por movimentar o sistema é acoplada a um eixo que vai até a lateral externa de uma das tampas usadas para vedar o sistema. Esse eixo serve para acoplamento a um sistema externo usado para movimentar a bomba, e através dele que é feita sua regulagem, juntamente com outros fatores.

Figura 4 - Bomba de Engrenagens



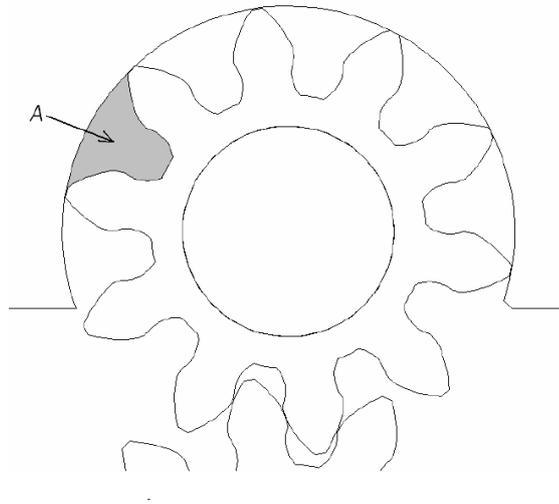
Fonte: Dalla Lana (2005).

Na Figura 4 pode-se observar o sistema de engrenamento com a engrenagem motriz e a engrenagem movida.

Korn (1969) afirma que a partir do movimento de rotação das engrenagens, espaços entre os dentes e a carcaça são formados, e servem como “veículo” de transporte para o líquido, da entrada até a saída da bomba. De acordo com Götz (1991), para que ocorra a sucção, faz-se necessária uma subpressão que é criada com a variação positiva do volume dos dentes quando em desengrenamento. O autor ainda afirma que na parte interna da câmara de pressão, ocorre o reengrenamento, e a partir disso o fluido é forçado a movimentar-se para a parte externa.

Um dado de extrema importância para cálculos, dimensionamento e seleção de bombas externas de engrenagem, é o valor da vazão teórica. Segundo Dalla Lana (2005), este valor representa a taxa volumétrica de fluido que é movido pelas engrenagens. Linsingen (2001) explana que é possível considerar cada vão formado entre os espaços do dente e a carcaça da bomba uma célula de transporte de fluido. Essas células podem ser visualizadas de maneira esquemática na Figura 5.

Figura 5 - Área da célula de transporte de fluido.



Fonte: Dalla Lana (2005).

O autor também mostra que o deslocamento de volume teórico pode ser calculado a partir da equação 2:

$$D_{tc} = \frac{2Abz}{2\pi} \quad (2)$$

Onde “ D_{TC} ” representa o deslocamento de volumétrico da bomba (m^3/rad), “ A ” representa a área de seção transversal entre cada vão de dente e a carcaça (m^2), “ b ” representa a largura da engrenagem (m) e “ z ” representa o número de dentes de uma das engrenagens.

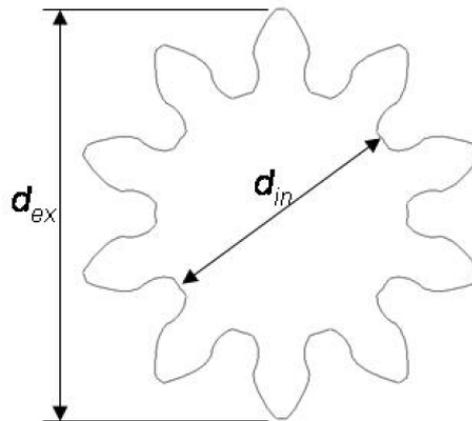
O formato do dente varia de acordo com cada projeto, e a área de seção transversal é uma área complexa para se calcular, então podemos usar uma formula proposta por Ernest (1960), onde foi considerada a área o vão entre dois dos dentes iguais a área de um dente da própria engrenagem. Sendo assim, logo pode-se deduzir

que a o volume deslocado de líquido, ou melhor o deslocamento teórico de líquido, dentro destas considerações, é igual é o volume entre os diâmetros interno e externo da engrenagem. De uma maneira simplificada pode-se observar isto na equação abaixo, e ilustradamente na Figura 6.

$$D_{tc} = \frac{\left[\left(\frac{\pi \cdot d_e^2}{4}\right) - \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4}\right)\right] \cdot b}{2\pi} \quad (3)$$

Onde d_e e d_i representam os diâmetros externo e interno respectivamente (ambos medidos em metros).

Figura 6 - Representação dos Diâmetros para cálculo do Deslocamento Volumétrico.



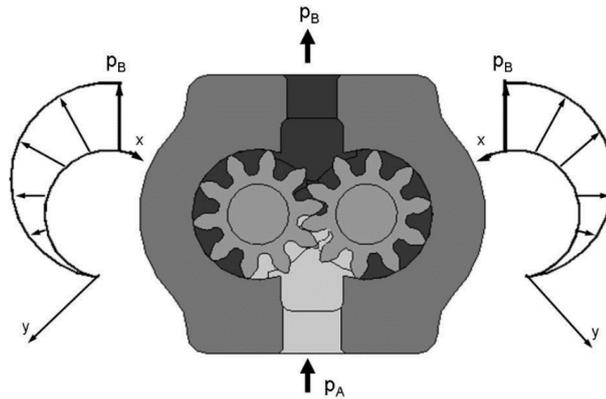
Fonte: Dalla Lana (2005).

Um perfil de pressões uniformemente distribuídas é formado na parte periférica das engrenagens (Dalla Lana, 2005). Este perfil tem origem devido a atuação de altas pressões na saída da bomba, que são originadas devido a oposição causada pelo sistema ao escoamento do fluido. Na Figura 7 pode-se observar um modelo ideal do perfil de pressões para o sistema, porém de acordo com Götz (1991), este perfil aparece mais subitamente.

Estas pressões distribuídas, geram forças que forçam a deformação do eixo e de outros componentes, desse modo o atrito entre o dente da engrenagem e a carcaça da bomba é aumentado de modo mais elevado exatamente no ponto oposto à aplicação desta força (Dalla Lana, 2005). Esta força gera uma interferência entre as engrenagens e a carcaça, e acaba ocorrendo um desgaste progressivo de ambas as peças, então normalmente é considerado que após um período chamado de

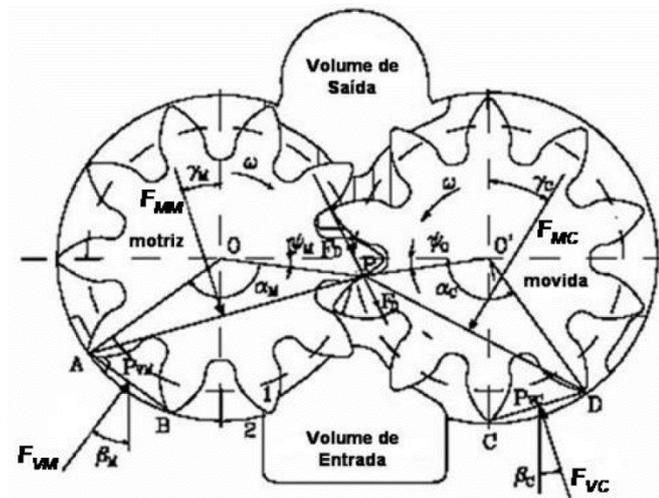
“adaptação da bomba” as engrenagens trabalhem com uma folga mínima com a carcaça. A ação destas forças citadas pode ser observada na Figura 8, onde FMM e FVM são as forças na engrenagem motriz e FMC e FVC são as forças nas engrenagens movidas.

Figura 7 – Perfil de pressões ideal a ser formado.



Fonte: Götz (1991).

Figura 8 – Esquemático do diagrama de forças atuantes.

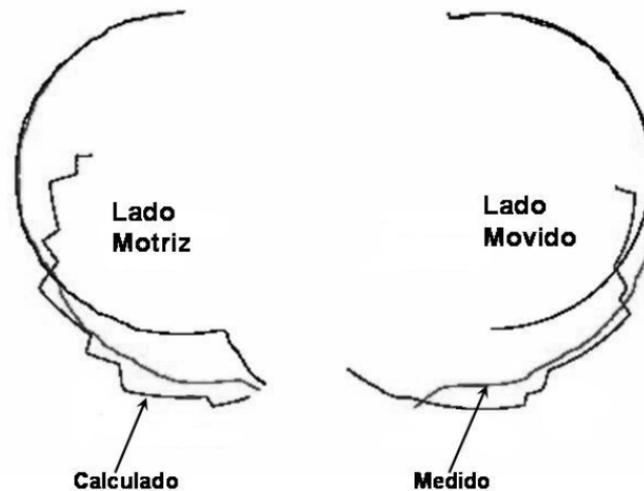


Fonte: MANCO (1989).

O desgaste causado pela ação destas forças, se analisado para uma pressão de trabalho qualquer, forma uma zona que serve para vedar de forma axial as bombas. Manco (1989) obteve com auxílio de dispositivos de medição um perfil para o desgaste causado. O fato interessante descoberto pelo autor foi que o desgaste na parte da carcaça é diferente na seção da engrenagem motriz e na engrenagem

movida, e essa diferença ainda segundo o autor é causada pela ação do perfil de forças mostrado anteriormente. A diferença dos perfis de desgaste obtidos na medição pode ser observada na Figura 9.

Figura 9 – Perfil de Desgaste Medido



Fonte: MANCO (1989).

3.2.2 Performance de bombas de engrenagens externas

De acordo com Linsingen (2001), dois fatores são primordiais para que se possa analisar a performance de bombas de engrenagens externas: a exatidão no quesito fabricação da bomba, e os parâmetros de trabalho em que ela irá operar. Para o autor é necessário que sejam prefixados os parâmetros de operação anteriormente. O primeiro fator que envolve a exatidão na hora de se fabricar, depende diretamente dos processos de fabricação escolhidos, os modelos de máquinas e peças a serem usados, tolerâncias e processos de usinagem. Já para o segundo fator que se refere ao quesito operação, influenciam a temperatura de trabalho do fluido, a viscosidade, pureza, rotação da bomba e pressões que são demandadas (Dalla Lana, 2005).

Para calcular o rendimento volumétrico das bombas de engrenagens precisa-se dos dados de vazões, que variam de acordo com perdas volumétricas, ocasionadas pelas folgas existentes entre as peças móveis. Alguns autores consideram perdas ocasionadas pela cavitação, porém como este impacto deve ser

evitado, não são consideradas no cálculo. Deste modo o cálculo da vazão efetiva e do rendimento volumétrico é dado a partir das equações abaixo.

$$q_{Ve} = q_{Vtc} - q_{Vsin} \quad (4)$$

Onde q_{Ve} representa a vazão efetiva da saída da bomba (m^3/s), q_{Vtc} representa a vazão teórica (m^3/s) e q_{Vsin} representa a vazão de fuga interna da bomba. (m^3/s).

Já a vazão volumétrica é calculada a partir da equação 5:

$$q_{Vtc} = D_{tc} * \omega \quad (5)$$

Onde D_{tc} representa o deslocamento volumétrico calculado anteriormente e ω a velocidade angular da bomba (rad/s).

Já para HONG (1986) podemos definir que a vazão de fuga é dada pela soma de duas fungas: a fuga devida a folga entre os dentes da engrenagem e a carcaça, e a fuga entre a engrenagem e a placa de vedação. A fuga entre a carcaça e o dente de engrenagem pode ser definida pela equação:

$$q_{Vsin}^h = \frac{ld * h^3}{12 * \mu * b} * (p_b - p_A) - \frac{ld * h}{2} * V \quad (6)$$

Onde ld representa a largura da cabeça do dente, h a folga entre a cabeça do dente e a carcaça (m), b a largura da engrenagem (m), μ a viscosidade dinâmica (absoluta, ($kg/m*s$)), p_B e p_A representam as pressões de saída e entrada na câmara respectivamente, e V a velocidade da placa (m/s).

Linsingen (2001) afirma que a velocidade da placa influencia na quantia de vazamento entre a carcaça e a engrenagem, desta forma quando cresce a velocidade, decresce o vazamento. E pode-se definir esta velocidade pela equação:

$$V = \omega * r \quad (7)$$

Onde ω , representa a velocidade angular da engrenagem (rad/s), e r representa o raio da engrenagem (m).

O segundo vazamento que se dá pela folga entre as placas e as partes do lado da engrenagem, é modelada e mostrada por Hong (1986):

$$q_{Vsin}^s = \frac{ld \cdot c^3}{6 \cdot \mu \cdot r} * (p_b - p_A) \pm \frac{ld \cdot h}{2} * V \quad (8)$$

Assim de acordo com Dalla Lana (2005), o rendimento volumétrico é calculado através da seguinte equação:

$$\eta_v = \frac{q_{ve}}{q_{vtc}} \quad (9)$$

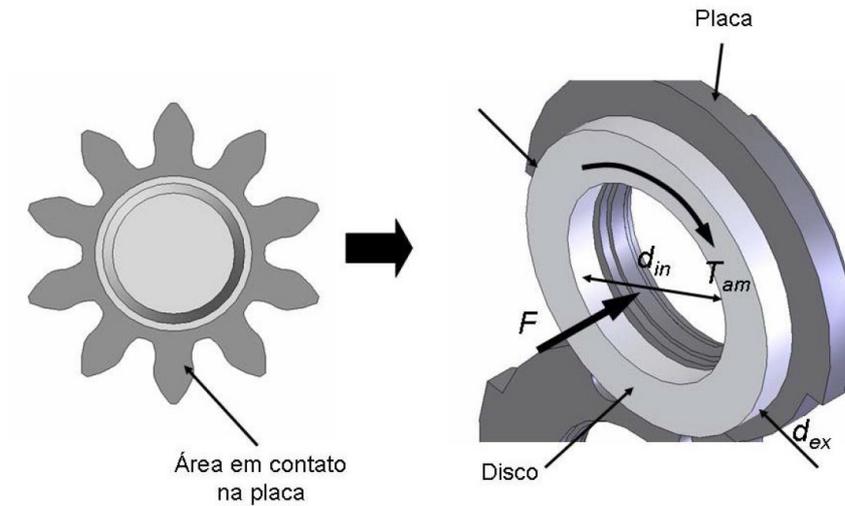
Para o cálculo do rendimento mecânico da bomba de engrenagens, se faz necessário o cálculo dos torques, efetivo, teórico e de atrito. Para Blackburn (1960), as perdas relativas a mecanismos em bombas hidráulicas são causadas pelo atrito interno entre os componentes. Linsingen (2001) afirma que o torque de atrito pode ser calculado pela soma do torque relativo ao atrito mecânico, relativo ao atrito viscoso e relativo ao atrito entre as vedações.

Desta forma Shigley (1984), ao considerar uma uniformidade da pressão entre os componentes, descreve o torque devido ao atrito mecânico através da equação:

$$T_{am} = \frac{F * f}{3} - \frac{d_{ex}^3 - d_{in}^3}{d_{ex}^2 - d_{in}^2} \quad (10)$$

Onde T_{am} , representa o torque de atrito mecânico (N*m), F a força aplicada (N), f o coeficiente de atrito, d_{ex} e d_{in} , os diâmetros internos e externos do disco a ser considerado (m), que são demonstrados na Figura 10.

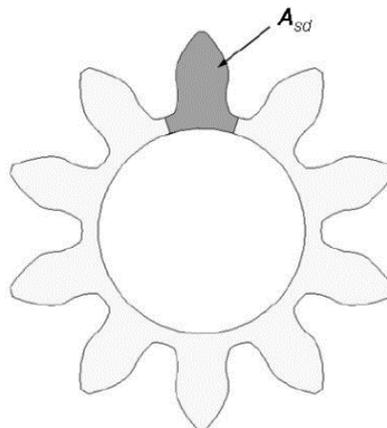
Figura 10 – Esquemático da área de contato entre engrenagem e placa de vedação.



Fonte: Dalla Lana, (2005)

Para o cálculo do atrito gerado pela viscosidade, é afirmado por Blackburn (1960), que este atrito tem proporcionalidade com a viscosidade, rotação e áreas do dente. Como citado anteriormente a modelagem matemática da área do perfil do dente é uma modelagem complexa e para maior precisão podem ser usados *softwares* gráficos, para auxílio no cálculo desta área, que está representada na Figura 11.

Figura 11 – Representação da área do perfil do dente.



Fonte: Dalla Lana, (2005).

Sendo assim, o torque influenciado pela viscosidade é definido por Blackburn (1960) como:

$$T_V = \frac{2\pi\mu n A_{sd}}{c} 4Z \quad (11)$$

Onde T_V representa o torque devido ao atrito viscoso ($N \cdot m$), A_{sd} a área lateral do perfil do dente (m^2), z o número de dentes da engrenagem.

Para o cálculo do atrito referente as vedações T_c , Dalla Lana, (2005) utiliza-se de experimentos para encontra-lo, porém, este atrito se mantém quase constante conforme a diferença de pressão entre a entrada aumenta e diminui, desta forma será considerado que este valor é $\pm 4N \cdot m$.

Assim podemos calcular o torque de atrito de acordo com a equação:

$$T_a = T_{am} + T_V + T_c \quad (12)$$

O cálculo do torque teórico T_c pode ser calculado pelo produto entre a quantidade de volume deslocado obtido teoricamente e a diferença de pressão entre a saída e a entrada da bomba, assim temos:

$$T_{tc} = D_{tc} * (p_B - p_A) \quad (13)$$

E com o torque total de atrito e o torque teórico calculado, obtém-se pela sua adição o torque efetivo T_e com unidade em ($N \cdot m$). Sendo assim temos:

$$T_e = T_{tc} + T_a \quad (14)$$

Finalmente com todos os torques calculados podemos calcular o rendimento mecânico da bomba, que é definido por Blackburn (1960) como:

$$\eta_m = \frac{T_e}{T_{tc}} \quad (15)$$

Linsingen (2001), define que a divisão da potência de saída pela potência de entrada temos o cálculo do rendimento global da bomba. Quando falamos em bombas hidráulicas, a potência de saída, também conhecida como potência que é repassada ao fluido, ou melhor, potência útil, e pode ser calculada por:

$$P_2 = q_{Ve} * \Delta p \quad (16)$$

Já a potência de entrada da bomba, ou também chamada de potência de acionamento é definida por:

$$P_1 = T_e * \omega \quad (17)$$

Onde ω representa a velocidade angular da bomba (rad/s).

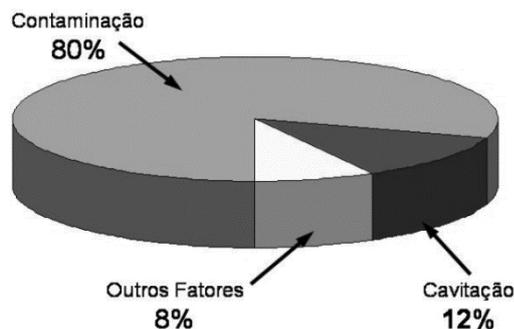
Como já citado anteriormente o rendimento global, é a relação entre as potencias, então temos:

$$\eta_g = \frac{P_2}{P_1} \quad (18)$$

3.2.3 Causas de falhas em bombas de engrenagens externas

Como todo equipamento, bombas de engrenagens exigem certos cuidados para prolongar seu tempo de vida. Bombas são usadas de forma contínua e tem a tendência de falhar com maior frequência, um dos motivos deste estudo. Se voltarmos nossa análise para bombas de engrenagens externas, um estudo feito por Amorim (2004), mostra que os principais agravantes para defeitos em bombas de engrenagens são a cavitação, a contaminação do fluido de trabalho, faixas de sobrepressão atingidas na bomba, e falhas de fabricação. A Figura 12 mostra um gráfico com porcentagens de falhas em bombas.

Figura 12 - Motivos de falha em bombas



Fonte: Amorim (2004).

Rexroth (1988) afirma que cargas são aplicadas ao componente devido a aparição de substâncias sólidas originadas pelo próprio desgaste natural da bomba com o passar do tempo. Entre essas impurezas que se movem com o fluido, temos partículas que não interferem e não causam danos, são os casos de partículas com dimensões menores do que a folga existente entre cada peça da bomba. Quando surgem partículas intrusas com tamanho mais relevante, estas tendem entrar em contato com a superfície dos componentes, desse modo novas partículas são originadas, ocasionando um ciclo contínuo onde a folga entre os componentes é aumentada, podendo ocasionar vazamentos e a possível deterioração rápida da bomba.

Segundo Dalla Lana (2005) quando a bomba está em regime funcional, os limites críticos de folgas entre as peças variam de 0,5 até 5 μm . Quando temos estas condições, um filme lubrificante originado pelo fluido, entre as peças da bomba, diminui o índice de desgaste. Porém para que isto ocorra e também para que a bomba atinja a vida estabelecida em projeto, as partículas “intrusas” não podem ter dimensões maiores que as folgas críticas.

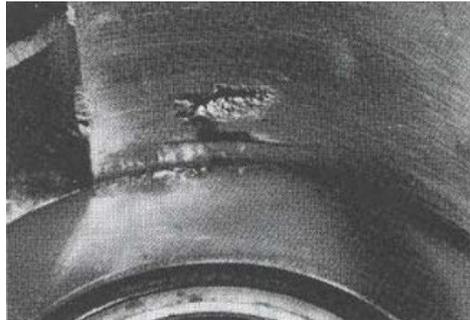
Quando a bomba inicia sua operação sem ter uma lubrificação de forma adequada (processo de trabalho a seco), o atrito entre as peças causa uma elevação de temperatura, que leva materiais a se fundirem e estes podem se unir, originando partículas sólidas. De acordo com Parker (2004) estas partículas levam a ocorrência de um desgaste que é chamado de desgaste adesivo. Quanto maior for a pressão de trabalho da bomba, mais suscetível à contaminação do fluido, porém pode-se obter um efeito regenerativo na bomba através do uso de peças auto-compensadoras, e desse modo sua durabilidade é aumentada de maneira considerável.

Outro efeito pode ser encontrado quando a pressão estática do fluido atinge valores abaixo da pressão de vapor do próprio fluido. Quando isso ocorre, segundo Dalla Lana (2005), ocorrem mudanças de fases onde do estado líquido o fluido passa para gasoso e retorna para o líquido. Ainda segundo o autor, estas mudanças de fases contribuem para a formação de bolhas de gás no fluido. Este efeito é chamado de cavitação, e é bem comum em bombas.

De acordo com Bravo (2002), quando se reduz a pressão de um determinado local, o ar que está imerso no fluido começa a deixar o sistema, e se essa pressão for reduzida de forma maior e mais abrupta, este ar vai se somar a vapor de evaporação do fluido, e estes bolsões irão implodir de maneira violenta e causar

picos de pressão de maneira localizada, que geram ondas de choques. Fitch (2005) afirma que estas ondas de choque produzem uma tensão na superfície que contribui para gerar uma tensão de tração e causar a danificação da estrutura ou de componentes. Na Figura 13 pode-se observar o efeito da cavitação em uma bomba de engrenagens.

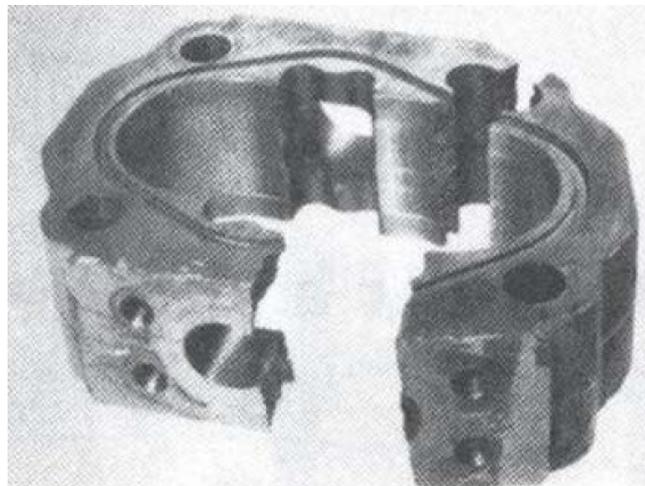
Figura 13 – Efeito da cavitação em uma bomba de engrenagens.



Fonte: Palmieri (1994).

Como citado anteriormente bombas também estão sob riscos de defeitos de fabricação e efeitos de sobrepressão. Quando a pressão é elevada subitamente à níveis superiores aos considerados normais, chamamos esse efeito de sobrepressão, além disso pode ser causado por diversos fatores. Quando atingidas estas pressões, defeito internos dentro da bomba podem ser causados, gerando queda de rendimento ou até mesmo a quebra. A Figura 14 ilustra um efeito de sobrepressão na carcaça de uma bomba de engrenagens.

Figura 14 - Carcaça de bomba de engrenagens que sofreu efeito de sobrepressão.



Fonte: Palmieri (1994).

Quando se fala em defeitos de fabricação, estes podem ser gerado por uma grande gama de fatores. Porém há fatores que tem maior influência. Estes estão ligados, diretamente ao erro nas folgas estabelecidas para fabricação, defeitos oriundos do processo de fundição, onde ocorrem entradas de ar na estrutura, gerando porosidades e concentração de tensão, e também um erro grave na montagem da bomba em relação ao seu sentido de rotação, que pode gerar ruído, causar cavitação e também diminuir o rendimento da mesma.

3.3 EIXOS DE TRANSMISSÃO

Todas as máquinas rotativas utilizam eixos para realizar a transmissão de torque entre posições diferentes. Segundo Norton (2013), os eixos geralmente são acompanhados de outros componentes mecânicos, que podem ser engrenagens, polias, catracas, que se utilizam de correntes, engrenagens e correias, para transmitir o torque de uma direção para outra, ou de um componente para outro.

Para Melconiam (2012), duas subdivisões classificam os eixos como, eixos fixos, que servem como suporte para os outros elementos acima citados, ou eixos arvores que se movimentam juntamente com os elementos presos a ele.

Geralmente monta-se os eixos através de mancais, biapoiados gerando reações normais e nesses pontos. Segundo Norton (2013), de uma maneira geral, são dois os tipos de cargas que predominam em um eixo, que são as cargas de flexão, devido as cargas atuando transversalmente nas engrenagens, polias, etc. e a carga de torção que é gerada devido ao torque atuante no eixo.

A engrenagem motora ocasiona uma carga que atua radialmente na engrenagem que é movida, reagindo na mesma intensidade, mas no sentido contrário. Isso gera uma força radial F_r que segundo Norton (2013) é definida por:

$$F_r = F_T * \tan (\phi) \quad (19)$$

Onde F_T corresponde a força tangencial, ocasionada devido ao torque, que ainda segundo o autor e definida por:

$$F_{GT} = \frac{T}{r_g} \quad (20)$$

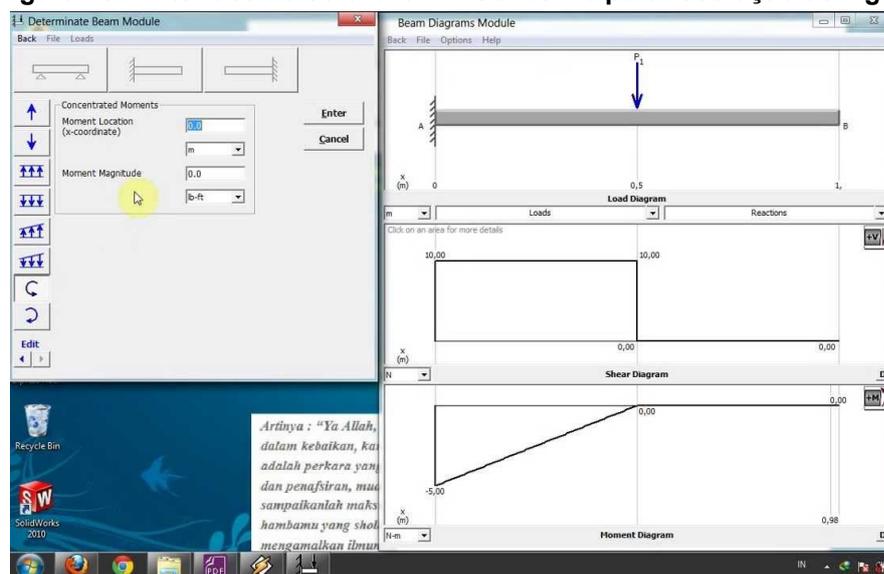
Onde r_G corresponde ao raio primitivo da engrenagem, polia ou componente sendo analisado e “T” corresponde ao torque provido pela bomba.

Faz-se necessário o cálculo das reações nos apoios do eixo, para que com elas seja calculado os momentos fletores atuantes, e a partir daí calcular as dimensões do eixo propriamente dito.

Para se calcular as reações é necessária uma análise no eixo, usando diagramas, equacionando as forças encontradas para que possa se calcular as forças desconhecidas. Existem também softwares de computação gráfica, calculadoras, que ajudam a resolver este tipo de problema. Um desses softwares é chamado de MDSolid 4.0, que possibilita o cálculo de vigas, retornando como output as reações, momentos fletores, equações da cortante, bem como os diagramas e gráficos resolvidos. As Figuras 15 e 16 ilustram a interface do programa MDSolid 4.0 e também um diagrama de corpo livre.

Posteriormente deve-se calcular os limites de resistência à fadiga, não corrigido e corrigido, de modo a adequar o componente a diversas situações diferentes. O cálculo do limite de resistência à fadiga não corrigido para aços é mostrado na Figura 17 retirada de Norton (2013).

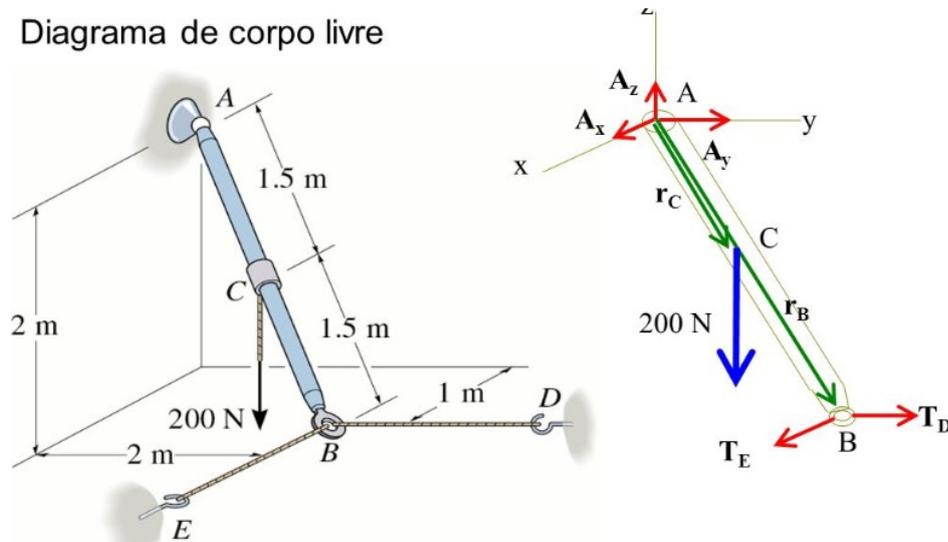
Figura 15 - Interface do software MD Solids 4.0 para resolução de vigas



Fonte: Google Images (2018).

Figura 16 – Exemplo de diagrama de corpo livre

Diagrama de corpo livre



Fonte: Google Images (2018).

Figura 17 – Diagrama de forças radiais no eixo

$$\text{aços: } \left\{ \begin{array}{ll} S_e' \cong 0,5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ S_e' \cong 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \end{array} \right\}$$

Fonte: Norton (2013)

O limite de resistência à fadiga corrigido, é dado pela equação:

$$S_E = C_{Car.} * C_{Tam.} * C_{Sup} * C_{Tem} * C_{Con.} * SF' \quad (21)$$

Onde C_{Car} corresponde ao coeficiente de correção de carregamento, C_{Tam} corresponde ao coeficiente de correção do fator de tamanho, C_{Sup} corresponde ao coeficiente de correção relativo a superfície da peça, C_{Tem} corresponde ao coeficiente de temperatura de trabalho, C_{Con} corresponde ao coeficiente de correção relativo a confiabilidade do projeto.

Para o cálculo do diâmetro do eixo os fatores de correção do limite de resistência à fadiga permitem a realização de um sistema iterativo de equações, onde primeiramente estipula-se um diâmetro “chute” para o projeto. Encontra-se o primeiro valor para D , depois o processo retoma ao ponto de cálculo do limite de resistência à fadiga corrigido, realizando a interação até uma convergência de valores.

Norton (2013) mostra que a equação para calcular o diâmetro do eixo, considerando torque constante e tensões alternantes, esta pode ser escrita da seguinte maneira:

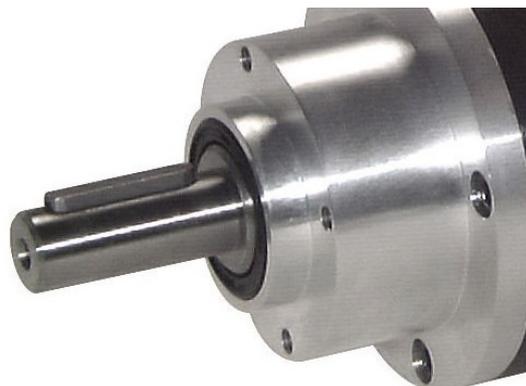
$$D = \left\{ \frac{32 * N_F}{\pi} * \left[\left(\frac{K_F * M_A}{S_E} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{K_{Fsm} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

Onde N_F é o coeficiente de segurança previamente estabelecido, K_F e K_{FSM} , são fatores de concentração de tensão usados para reduzir o limite de resistência à fadiga do eixo. Ou seja, a resistência do material é corrigida através de diversos cálculos de coeficientes para obter-se um parecer mais perto da realidade. S_E corresponde ao limite de resistência à fadiga já corrigido, S_Y corresponde ao limite de resistência ao escoamento, M_A corresponde ao momento alternante na seção do eixo.

3.4 CHAVETAS

De acordo com a Sociedade Norte-americana de Engenheiros Mecânicos (ASME), a chavetas tem a função de transmitir torque entre elementos. Para Antunes e Freire (1997), a chaveta tem a função de tornar fixos componentes dispostos sobre um eixo de transmissão, sejam eles, engrenagens, polias, etc. Existem diversos tipos de chaveta, porém a maioria deles tem o mesmo princípio de funcionamento, ou a mesma função. A Figura 18 ilustra um eixo acompanhado de uma chaveta para transmissão de torque na ponta.

Figura 18 – Exemplo de diagrama de corpo livre



Fonte: Zbfix (2018).

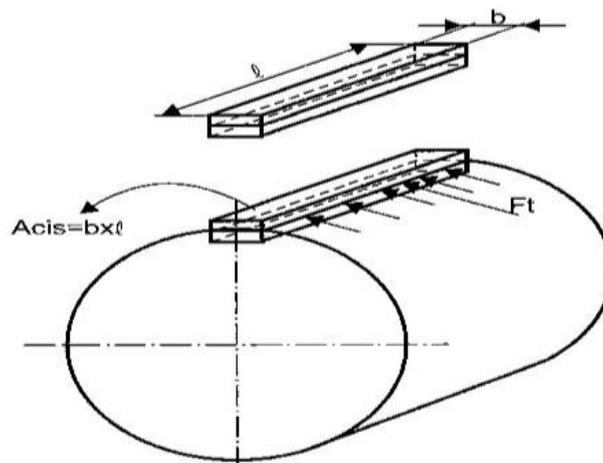
De acordo com Melconiam (2012), as cargas mais comumente atuantes em chavetas são duas: cargas que atuam tangencialmente e são a causa do cisalhamento na parte da superfície da chaveta, e também as cargas de esmagamento. A Figura 19 ilustra a atuação do cisalhamento em uma chaveta.

Norton (2013) define a tensão de cisalhamento τ_M na chaveta pela equação:

$$\tau_M = \frac{F_T}{A_{Cis}} \quad (23)$$

Onde F_T corresponde a força atuante, A_{Cis} corresponde a área de cisalhamento que está sofrendo o esforço de “corte”, e pode ser calculada pelo cálculo da área da seção transversal da chaveta que está sofrendo o esforço, geralmente o produto da largura pelo comprimento da chaveta.

Figura 19 – Cisalhamento atuante na chaveta



Fonte: Melconiam (2012).

Em relação a falha por esmagamento, Norton (2013) define a tensão média de compressão σ_{Esm} por:

$$\sigma_{Esm} = \frac{F_{Esm}}{A_{Esm}} \quad (24)$$

Onde F_{Esm} corresponde a força de esmagamento atuante na chaveta, e A_{Esm} corresponde a área do lado da chaveta, que fica diretamente em contato com o cubo, calcula pelo produto entre a altura da chaveta e seu comprimento.

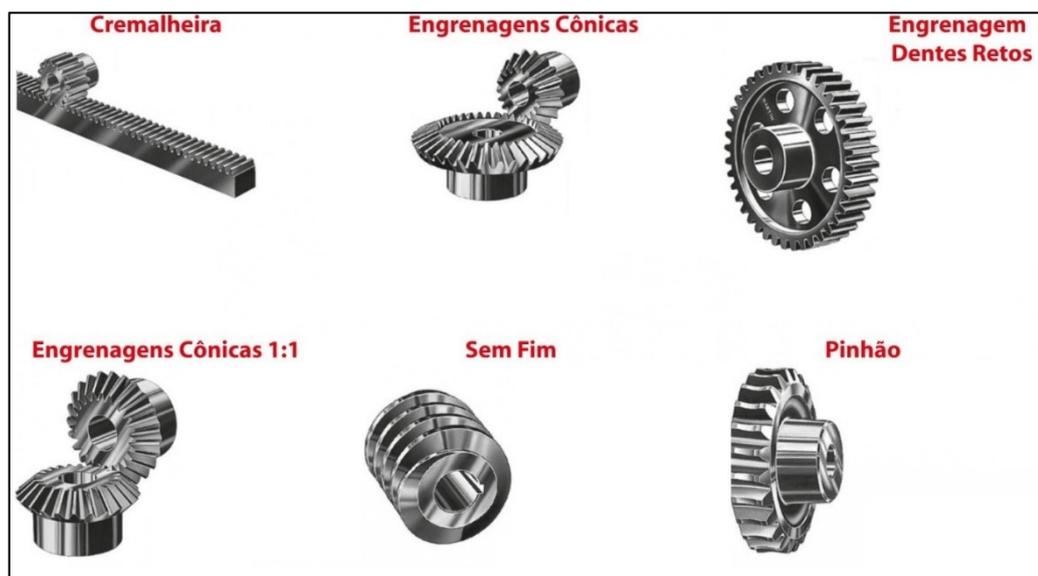
3.5 ENGRENAGENS

Norton (2013) afirma que engrenagens são elementos utilizados como uma maneira de transmissão, seja ela de torque ou de velocidade angular. Existem vários tipos de engrenagens, porém nesta seção do trabalho iremos abordar somente sobre o tipo cilíndrico de dentes retos, que para Shigley (2011), são o tipo mais simples de se construir, com os cálculos simples e também as com menor custo de fabricação. A Figura 20 ilustra diversos dos tipos de engrenagens existentes.

Um engrenamento tem como seu uso mais comum, reduzir a velocidade e causar um aumento no torque. Um fato importante destacado por Norton (2013) é que é sempre interessante que a razão de engrenamento seja constante, pois quando houver uma mudança neste fator, existirá uma variação na velocidade e no torque do eixo de saída.

Geralmente num par de engrenagens a engrenagem com maior diâmetro é engrenagem movida do sistema, e a engrenagem motora é aquela com menor tamanho, que também é conhecida como “pinhão”.

Figura 20 - Tipos de engrenagem



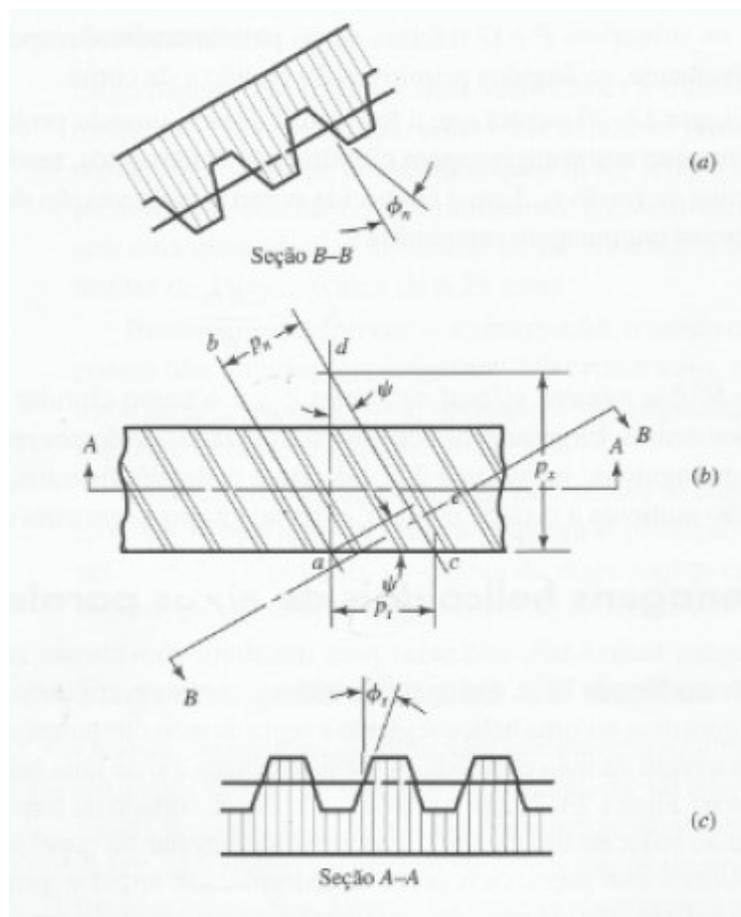
Fonte: Adaptado de Bormax: Correias e Mangueiras Industriais. (2018).

Usualmente para o dimensionamento de engrenagens, existem algumas medidas que são estipuladas previamente ao começo do dimensionamento, de modo a definir qual será a forma de fabricação, tamanho etc.

Uma dessas medidas é a do ângulo de pressão ϕ , que é definido por uma relação matemática entre o ângulo de pressão da ferramenta utilizada para a fabricação da engrenagem, e pelo ângulo de hélice no diâmetro primitivo. A Figura 21 retirada de Shigley (2011) ilustra o ângulo de pressão em engrenagens.

Para a medida do ângulo de pressão existem alguns valores que são padronizados, que são os de $14,5^\circ$, 20° e 25° , sendo 20° o valor mais utilizado nos dias de hoje. Norton (2013) afirma que existe a possibilidade de se fabricar uma engrenagem com ângulos de pressão diferentes desses apresentados, porém o custo de fabricação não justificaria a aplicação. Como dito essa medida é uma relação com o ângulo de pressão da ferramenta, ou seja, as ferramentas são comumente fabricadas para obter-se valores compatíveis com estes ângulos apresentados acima.

Figura 21 – Ângulos em engrenagens



Fonte: Shigley (2011).

Outra medida muito importante é o módulo métrico, que serve como base para dimensionamentos no sistema internacional (SI). Para que duas engrenagens possam ser acopladas, as duas tem o mesmo módulo métrico. Segundo Norton (2013), a medida do módulo métrico é dada por uma relação entre o diâmetro primitivo da engrenagem e o número de dentes. Existem uma diversidade de módulos métricos padronizados, e geralmente se estipula um módulo e o número de dentes para obter o diâmetro primitivo da engrenagem, ou vice e versa.

Com o ângulo de pressão definido, pode-se determinar o número de dentes necessário, porém para cada ângulo de pressão existe um número mínimo de dentes na engrenagem para que não haja interferência entre um dente e outro. A Figura 22, retirada de Shigley (2011), exhibe o cálculo do número mínimo de dentes para uma engrenagem com ângulo de pressão igual a 20° .

Figura 22 – Número mínimo de dentes para não haver interferência

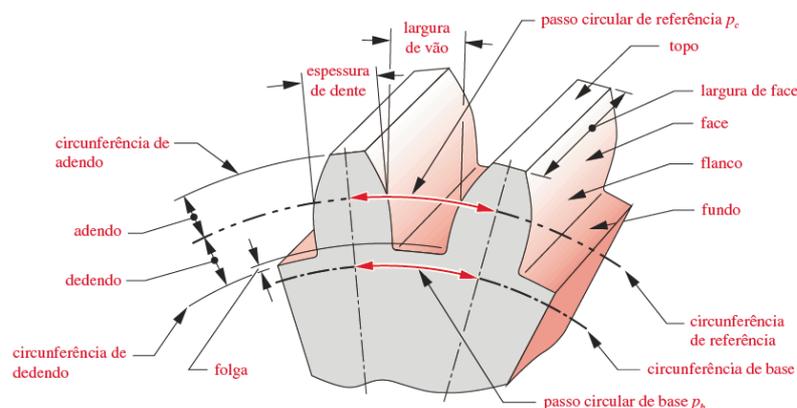
Para um ângulo de pressão de 20° , com $k = 1$

$$N_p = \frac{2(1)}{3 \sin^2 20^\circ} \left(1 + \sqrt{1 + 3 \sin^2 20^\circ} \right) = 12,3 = 13 \text{ dentes}$$

Fonte: Shigley (2011).

Depois de definidos estes parâmetros podem-se calcular várias dimensões dos dentes das engrenagens, que são exibidas na Figura 23.

Figura 23 – Nomenclatura do dente da engrenagem

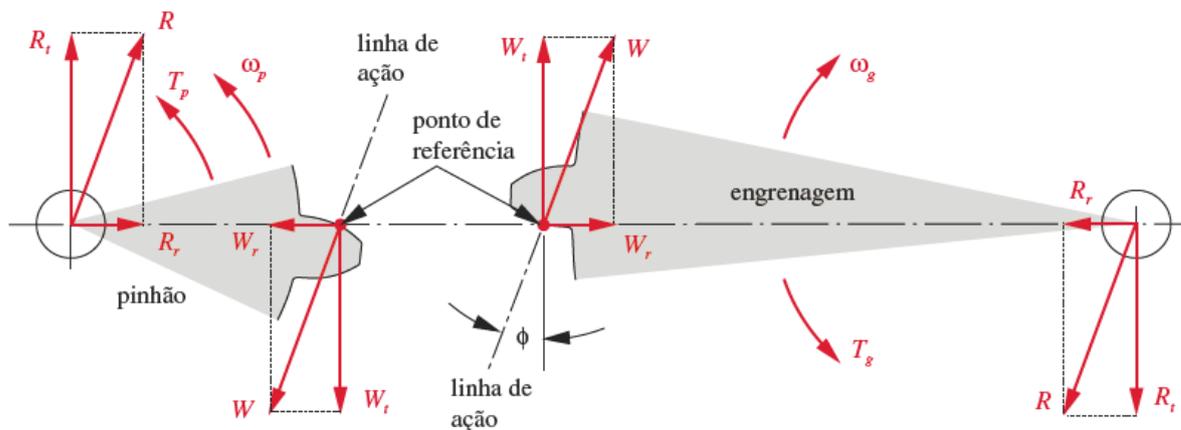


Fonte: Norton (2013).

O cálculo destas medidas é todo baseado nas medidas do módulo, ângulo de pressão e número de dentes, ou diâmetro primitivo.

A respeito do carregamento atuante nas engrenagens, na Figura 24, Norton (2013) mostra através de um diagrama de corpo livre as cargas atuantes nos dentes de uma engrenagem e nos dentes de um pinhão, bem como sua origem, os torques atuantes e as reações.

Figura 24 – Forças atuantes nos dentes da engrenagem e do pinhão



Fonte: Norton (2013).

A força tangencial W_T , de acordo com Norton (2013), pode ser calculada por:

$$W_T = \frac{(T)}{\frac{D_{Eng}}{2}} \quad (25)$$

Onde D_{Eng} , corresponde ao diâmetro primitivo da engrenagem e T corresponde ao torque atuante.

A partir da força tangencial pode-se calcular a força radial W_R por meio de análise trigonométrica, a força radial é dada pela seguinte equação:

$$W_R = \tan(\phi) * W_T \quad (26)$$

Onde como já visto anteriormente “ ϕ ” corresponde ao ângulo de pressão da engrenagem.

Ainda, por conseguinte, a força resultante “W”, também pode ser obtida por meio de análise trigonométrica onde temos:

$$W = \frac{W_T}{\cos \phi} \quad (27)$$

Em relação as tensões atuantes nos dentes das engrenagens, Norton (2013) afirma que existem dois fatores de falha, que são a fratura devido à fadiga, oriunda das tensões de flexão, e também a falha por fadiga na superfície do dente. Ainda segundo o autor, para falha de flexão, consegue-se projetar uma vida infinita com o uso de materiais adequados, porém para a falha superficial não se pode obter este resultado, portanto é muito mais fácil ou melhor, comum, que a engrenagem falhe por desgastes ocasionados na superfície do dente, do que num regime normal de trabalho.

Segundo Norton (2013) a equação para o cálculo da tensão de flexão “ σ_f ” é dada por:

$$\sigma_f = \frac{W_T * K_a * K_m}{m * b * J * K_v} * K_s * K_b * K_l \quad (28)$$

Onde, m corresponde ao módulo métrico, K_a é o fator de aplicação, K_s corresponde ao fator de tamanho, K_b corresponde ao fator de espessura de borda, K_l corresponde ao fator de ciclo de carga, K_v corresponde ao fator dinâmico, J corresponde ao fator geométrico de resistência a flexão, e K_m corresponde ao fator de distribuição de carga, b corresponde a largura da face.

O autor também mostra que a tensão na superfície do engrenamento σ_s é dada por:

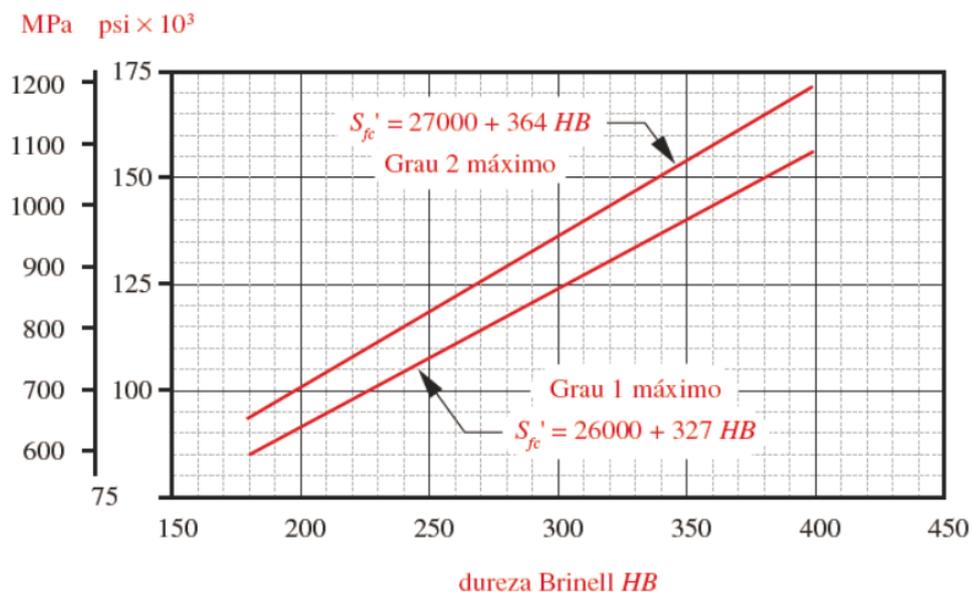
$$\sigma_s = C_p \sqrt{\frac{W_T * C_a * C_m}{b * l * D_{Eng}} * C_s * C_f} \quad (29)$$

Onde C_p , corresponde ao coeficiente elástico, C_f corresponde ao fator de acabamento superficial, l corresponde ao fator geométrico de superfície. C_a , C_m , C_v , C_s , correspondem aos mesmos fatores representados anteriormente com a letra “K”.

Para o cálculo das tensões de superfície, Norton (2013) afirma que os fatores de aplicação e distribuição de carga, de tamanho e dinâmico serão iguais aos calculados para as tensões de flexão.

Para se calcular o valor da resistência à fadiga, primeiro calcula-se o valor não corrigido, encontra-se os fatores de correção, assim pode-se ter o valor mais realista. Então o limite de resistência à fadiga superficial não corrigido é baseado no gráfico para um AÇO AGMA endurecido, conforme a Figura 25, retirada de Norton (2013).

Figura 25 – Resistência à fadiga de superfície não corrigida



Fonte: Norton (2013).

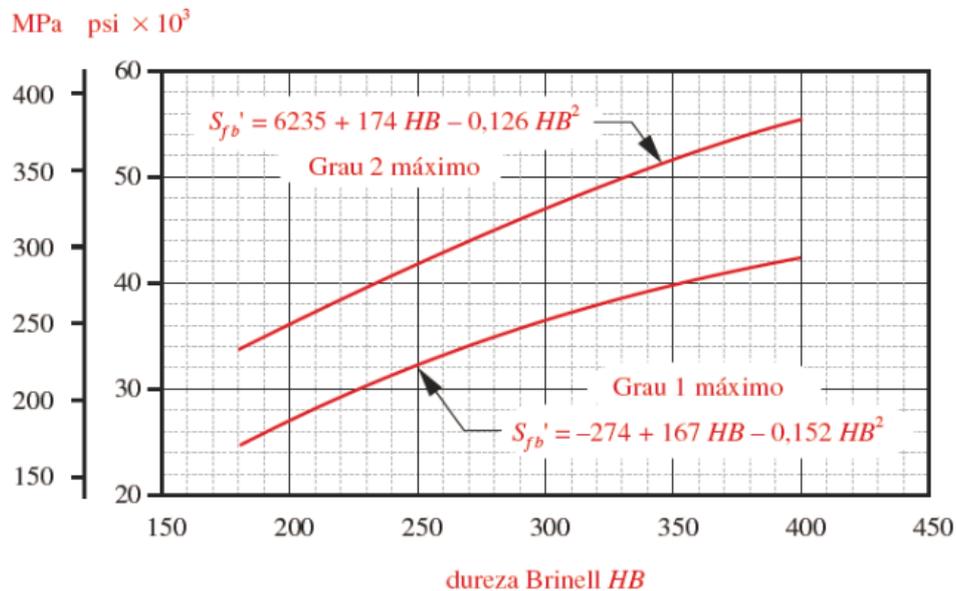
Então temos a equação para o limite de resistência à fadiga de superfície não corrigida S'_{fc} . Os fatores de correção do limite de resistência à fadiga são responsáveis por “adequar” o material e o projeto a realidade. Então a segundo Norton (2013), a equação para se obter o limite de resistência à fadiga de superfície corrigida S_{fbc} é:

$$S_{fbc} = \frac{C_L * C_H}{C_T * C_R} * S'_{fc} \quad (30)$$

Onde C_L , C_H , C_T , C_R , correspondem aos fatores de correção de vida de superfície, fator de razão de dureza, fator de temperatura e fator de confiabilidade, respectivamente.

Para o cálculo do limite de resistência à fadiga de flexão o processo é o mesmo, onde primeiro se calcula a resistência sem os fatores de correção, e posteriormente, o valor corrigido através dos coeficientes. Então segundo Norton (2013) a equação para o cálculo do limite de resistência à fadiga de flexão não corrigida, que pode ser retirada da Figura 26.

Figura 26 – Resistência à fadiga de flexão não corrigida.



Fonte: Norton (2013).

O autor também apresenta a equação para o limite de resistência corrigido

S_{fb} :

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T * K_R} * S_{fb}' \quad (31)$$

Onde K_L , K_T , K_R , correspondem aos fatores de correção de vida de superfície, fator de temperatura e fator de confiabilidade, respectivamente.

Depois de calculadas as resistências para fadiga de flexão e superfície pode-se calcular os coeficientes de segurança para o engrenamento. Segundo Norton (2013), o coeficiente de segurança contra falha de flexão N_F é dado por:

$$N_f = \frac{S_{fb}}{\sigma_f} \quad (32)$$

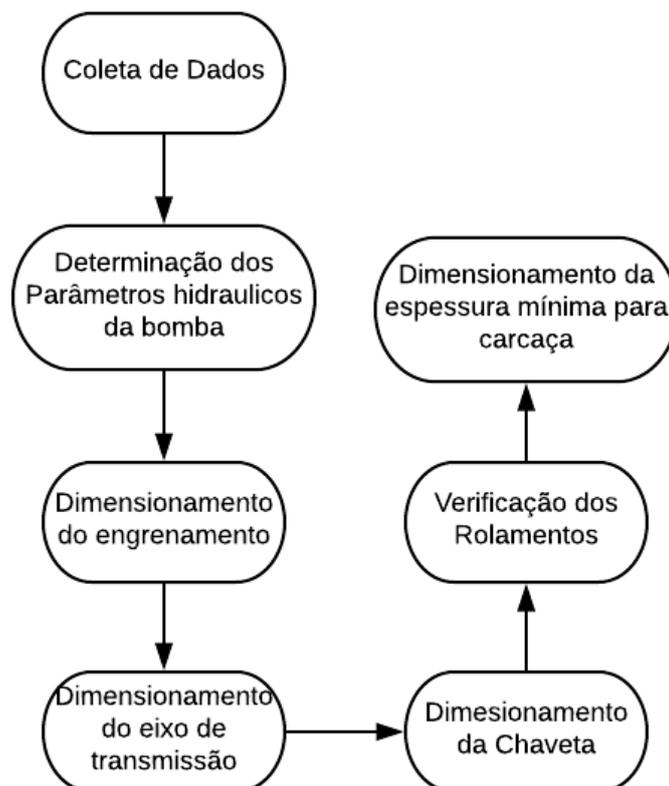
Ainda segundo o autor, para o coeficiente de segurança N_s contra a falha superficial se tem a seguinte equação:

$$N_s = \left(\frac{S_{fbc}}{\sigma_s} \right)^2 \quad (33)$$

4 METODOLOGIA

O dimensionamento destes componentes segue alguns passos, de modo a obter-se as relações adequadas, na ordem correta, para dar seguimento ao projeto. Estes passos podem ser visualizados na Figura 27:

Figura 27 – Fluxograma geral do projeto



Fonte: Autoria própria (2017).

4.1 LEVANTAMENTO DE DADOS E DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS HIDRÁULICOS DA BOMBA

A coleta de dados é uma parte muito importante deste trabalho, pois é através dela que foram obtidos os dados necessários para se aplicar o dimensionamento dos componentes ao veículo de alta performance utilizado pela equipe UTECH Performance, da UTFPR – Campus Pato Branco.

Estes dados foram obtidos por meio de um *benchmarking* e conversas com um dos membros da equipe, e também com auxílio do professor Janerson Flores, além de outras conversas com pessoas que trabalham com este tipo de veículo.

Com auxílio da literatura foram determinados quais seriam os principais componentes presentes nas bombas de engrenagens externas, para que estes sejam dimensionados.

Através dos dados obtidos com a equipe UTECH Performance, e seguindo a metodologias propostas na literatura pode-se obter os parâmetros hidráulicos da bomba, para que então, com eles se desse o seguimento ao dimensionamento aos componentes escolhidos.

4.2 DIMENSIONAMENTOS

Os dimensionamentos propostos para este trabalho, foram realizados se baseando em metodologias contidas na literatura de projetos de elementos de máquinas, sendo algumas partes principais apresentadas na seção 3 deste trabalho.

Para o dimensionamento das engrenagens, do eixo, dos rolamentos e da chaveta foram adotadas equações propostas, e com elas foram obtidos os parâmetros de cada um destes elementos.

É importante ressaltar novamente a interdependência dos componentes e dos parâmetros de trabalho da bomba, pois foram através destes que os foram dimensionados, para atender as demandas de trabalho, ligadas ao veículo usado pela equipe UTECH Performance.

5 RESULTADOS OBTIDOS

5.1 COLETA DE DADOS E DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS HIDRÁULICOS DA BOMBA.

Através da literatura sobre bombas de engrenagens e discussões a respeito, foram escolhidos os componentes a serem dimensionados:

- Eixo de transmissão;
- Engrenamento;
- Chaveta para polia de ligação ao motor;
- Rolamentos.

Para o desenvolvimento metodológico deste trabalho, faz-se necessário os dados do veículo utilizado pela equipe UTECH Performance da UTFPR – PB. O veículo Astra 2.0 8V (Ano 2007) passou por modificações em seu sistema de alimentação de combustível, tendo assim seus bicos injetores trocados por modelos adequados ao projeto da equipe. Com a vazão e o tempo de abertura do bico injetor pode-se calcular a vazão inicial necessária para se iniciar o dimensionamento da bomba. É importante ressaltar que o dimensionamento desse projeto é voltado para o veículo da equipe, posterior às suas modificações. Os dados de operação obtidos e estipulados são apresentados no Quadro 2:

Quadro 2 – Dados obtidos e estipulados para a bomba.

Parâmetro	Valor	Unidade
Pressão	12	bar
Vazão Mássica	320	lb / h (Etanol)
Rotação Mínima	600	rpm
Rotação Máxima	6500	rpm
Ângulo de pressão	20	graus

Fonte: Autoria própria (2017).

A escolha da pressão de saída da bomba, foi feita de maneira que os componentes da bomba não fossem superdimensionados, e foi determinada como 12 bar.

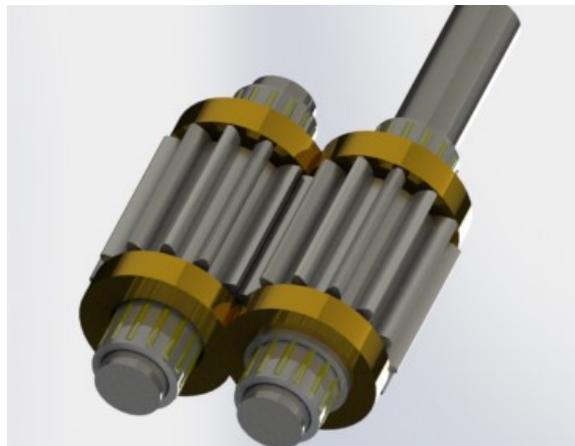
A vazão foi obtida através dos dados de trabalho dos bicos injetores, com auxílio da equipe UTECH Performance. São quatro bicos injetores que correspondem a 80 lb/h de etanol para cada um deles. Assim, obtém-se um total de 320 lb/h de etanol.

Segundo Egbe (2013) engrenagem cilíndricas de dentes retos são usadas para bombas de baixa capacidade, que contempla o caso de estudo deste trabalho. Quando se deseja bombas de alta capacidade, ou melhor, alta vazão, que excedem 912 litros por minuto, deve-se utilizar engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, ou também as chamadas "*herringbone gears*". Sendo assim o tipo de engrenagem escolhido para dimensionamento foi o "cilíndrico de dentes retos".

É importante ressaltar que as duas engrenagens foram estipuladas com as mesmas dimensões, pois assim pode-se obter uma carcaça uniforme com um gradiente de pressão uniforme dentro da bomba.

O ângulo de pressão mais utilizado é o de 20°, sendo encontrado em muitas ferramentas de usinagem como padrão. Assim este foi o utilizado para os cálculos de dimensionamento das engrenagens. A Figura 28 ilustra o sistema renderizado por meio do *software*, onde pode-se ver as engrenagens com as mesmas dimensões e ter uma ideia de como é o sistema e os componentes a serem dimensionados:

Figura 28 – Renderização dos componentes selecionados para este projeto.



Fonte: Autoria própria (2018).

A rotação comumente encontrada para marcha lenta de carros com injeção eletrônica gira em torno de 800 a 950 rpm, desse modo a rotação mínima do motor foi estipulada abaixo desse valor para se ter uma margem confortável de trabalho.

A rotação máxima foi obtida com auxílio da equipe, onde o valor de 6500 rpm foi estipulado, pois acima desta, a válvula sofre flutuação.

Segundo Egbe (2013) a quantidade de fluido bombeada em uma rotação, depende diretamente da quantidade de fluido que se pode armazenar quando se imagina o vão entre os dentes da engrenagem como um reservatório.

Segundo Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustível (2011), o etanol comum encontrado em postos de combustíveis pelo país, deve ter no mínimo 807,6 kg/m³, e no máximo 811,0 kg/m³, de densidade, levando-se em conta a temperatura de 20° C.

Sendo assim foi usada a densidade de 811,0 kg/m³ para os cálculos. Assim convertendo as unidades tem-se:

$$\rho_{Alcool} = \frac{811 \text{ kg}}{m^3} \quad (34)$$

$$Q_c = \frac{320 \text{ lb}}{hr} \quad (35)$$

Onde Q_c corresponde a vazão de combustível de álcool e ρ_{Alcool} corresponde a densidade do álcool

Realizando a conversão, o valor dessa vazão seria 0,1789 m³ / h de etanol, porém o valor utilizado para os cálculos foi de 0,250 m³ / h, de modo a se ter uma folga razoável, portanto, convertendo as unidades tem-se:

$$Q_c = \frac{6.944 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{s} \quad (36)$$

Com a vazão estabelecida, pode-se agora calcular o diâmetro mínimo da tubulação de saída da bomba, ou melhor, da tubulação de descarga.

Segundo Fialho (2003), para se determinar o diâmetro mínimo adequado para a tubulação de saída e entrada da bomba, deve-se calcular a velocidade de escoamento do fluido dentro da câmara. Então assim a velocidade de escoamento V_{int} e o diâmetro da tubulação D_{Tub} são especificados pelas equações propostas pelo autor:

$$V_{Int} = 121.65 * P^{\frac{1}{3.3}} = 258.307 \frac{cm}{s} \quad (37)$$

Onde P é a pressão de trabalho que corresponde a 12 bar. Ainda segundo o autor o diâmetro da tubulação é dado por:

$$D_{Tub} = \sqrt{\frac{Q_c}{0.015 * \pi * V_{Interna}}} = 23.8853mm \quad (38)$$

Deste modo, esse diâmetro mínimo foi determinado como 24 mm.

O volume armazenado no vão de um dente D_p é o volume deslocado em uma revolução, assim segundo Egbe (2013) através da seguinte equação pode-se obter a quantidade de líquido deslocada em uma rotação:

$$D_p = \frac{\pi * (r_a^2 - r_d^2) * b}{2} \quad (39)$$

Ainda de acordo com Egbe (2013), pela geometria da bomba os raios do adendo r_a e do dedendo r_d são dados respectivamente por:

$$R_a = \frac{D}{2} + a \quad (40)$$

$$R_d = \frac{D}{2} - d \quad (41)$$

Onde a e d correspondem ao adendo e o dedendo das engrenagens.

Por conseguinte, se baseando na equação 37 tem-se:

$$D_p = \frac{\pi * (b * D^2) * (9 * n - 2.35)}{8 * n^2} \quad (42)$$

De acordo com Shigley (2011), o número mínimo de dentes para se utilizar em um par de engrenagens com ângulo de pressão igual a 20° é de 13 dentes, este valor pode ser verificado na Figura 22, retirada de Shigley (2011).

Outro ponto importante é que foi determinado que devido as pequenas dimensões, as engrenagens fossem usinadas diretamente do eixo. Assim, se tem o mesmo material, com as mesmas propriedades mecânicas para ambos os componentes, e não há a necessidade do uso de chavetas para a transmissão de torque. A Figura 29 ilustra alguns exemplos de engrenagens ou elementos usinados diretamente no eixo de transmissão.

Figura 29 – Exemplo de elementos usinados diretamente no eixo.



Fonte: Adaptado de: **O mundo da usinagem (2014)**.

5.2 DIMENSIONAMENTO DO ENGRENAMENTO

5.2.1 Cálculo das dimensões da engrenagem

Segundo Egbe (2013), a largura da face da engrenagem deve ser maior ou igual ao diâmetro de descarga da bomba, que para este caso é de 24mm, conforme calculado anteriormente. Então foi determinado este valor como largura da face para o cálculo do diâmetro mínimo. Tem-se então a seguinte análise:

$$D_{Eng} = \sqrt{\frac{(60 * Q_C) * 8 * n^2}{\pi * (9 * n - 2,35) * N * b}} = 0,033 \text{ m} \quad (43)$$

Onde n corresponde ao número de dentes, N corresponde a rotação mínima e b a largura de face mínima calculada anteriormente.

Ou seja, o diâmetro mínimo primitivo para as engrenagens seria de 33 milímetros, porém o diâmetro escolhido foi de 39 milímetros a fim de se ter um módulo métrico padronizado para facilitar uma posterior fabricação.

Diante disso, de acordo com Norton (2013), pode-se utilizar a seguinte analogia para o cálculo da largura da face para o novo diâmetro.

$$\frac{8}{P_d} < b < \frac{16}{P_d} \quad (44)$$

Onde P_d corresponde ao passo diametral. Desse modo a largura de face escolhida fica com 44 milímetros.

Para verificar se as dimensões adotadas conseguiriam suprir as demandas da bomba foi utilizada a equação 41 a fim de saber qual o volume por revolução D_p que se obteve:

$$D_p = \frac{\pi * (b * D^2) * (9 * n - 2,35)}{8 * n^2} = 0,018 \text{ L} \quad (45)$$

Para compararmos a mínima vazão do veículo obtida com estas dimensões, pode-se usar a vazão de álcool, que o veículo precisa para uma rotação da bomba de combustível.

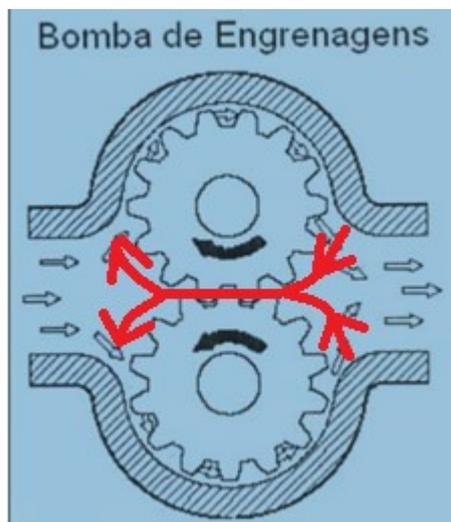
$$Desl_{min} = \frac{(60 * Q_C)}{N} = 0,007 \text{ L} \quad (46)$$

Ou seja, pode-se perceber que com as dimensões adotadas, consegue-se se suprir as demandas de combustível do veículo, e ainda assim, tem-se uma quantidade extra, fator este que é adequado para o retorno e lubrificação da bomba.

Este retorno é ilustrado na Figura 30, adaptada de Lopes (2007), onde em vermelho mostra-se o retorno da sora de fluido bombeada, pelo centro da bomba devido a diferença de pressão.

Para o cálculo das dimensões dos dentes das engrenagens, o módulo métrico de 3 mm foi utilizado e a partir dele foram calculadas as dimensões dos dentes da engrenagem. O Quadro 3 mostra os valores de dimensionamento encontrados para os dentes das engrenagens:

Figura 30 – Retorno do fluido bombeado.



Fonte: Adaptado de Lopes (2007).

A distância entre centros obtida é igual ao diâmetro primitivo das engrenagens, visto que as duas tem as mesmas dimensões. Então será dada pela soma do raio das duas engrenagens.

Quando 3 - Dimensionamento encontrados para os dentes das engrenagens

Parâmetro Dimensionado	Equação Utilizada	Resultado
Passo diametral	$p_d = \frac{N_g}{D}$	$333,333 \text{ m}^{-1}$
Módulo	$m = \frac{1}{p_d}$	3 mm
Passo Circular	$p_c = \frac{d_g * \pi}{N_g}$	$9,425 \text{ mm}$
Ângulo de Pressão	20°	20°
Passo base	$p_b = p_c * \cos(\phi)$	$8,856 \text{ mm}$
Adendo	$a = \frac{1}{p_d}$	3 mm
Dedendo	$d = \frac{1,250}{p_d}$	$3,75 \text{ mm}$
Diâmetro Externo	$D_{ext} = d_g + a * 1,25$	45 mm
Diâmetro Interno	$D_{int} = d_g - d$	$31,998 \text{ mm}$
Profundidade Total	$ht = a + d$	$6,75 \text{ mm}$
Distância entre centros	$C = \left(\frac{d_g}{2}\right) + \left(\frac{d_g}{2}\right)$	39 mm
Folgas	$f = d - a$	$0,75 \text{ mm}$
Comprimento de Ação	$Z = 2 * \left(\left(\frac{d_g}{2} + a \right)^2 - \left(\frac{d_g}{2} * \cos(\phi) \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} - C * \sin(\phi)$	$12,775 \text{ mm}$
Razão de Contato	$m_p = \frac{Z}{p_b}$	$1,442$

Fonte: Autoria própria (2018).

5.2.2 Cálculo das forças no engrenamento

De acordo com Egbe (2013) o torque da bomba “T” pode ser obtido através da seguinte relação:

$$T = \frac{(60 * Q_c)}{2 * N * \pi} * P = 1,3262 Nm \quad (47)$$

Antes de calcular as forças foi estipulado um material para o engrenamento e para o eixo.

Então o material selecionado é o Aço inoxidável 304. Segundo Carbó (2008) o aço inox 304, é um aço que pode ser utilizado em uma grande variedade de aplicações, e pode ser encontrado dentro de nossas casas, em um talher de cozinha, uma cuba, uma panela, mas também em aplicações na indústria alimentícia como frigoríficos etc. A Figura 31 ressalta características do inox 304.

Figura 31: Características do inox 304.

Resistência a desgaste	Tenacidade	Usinabilidade	Profundidade de têmpera	Deformação
●	●	●	●	●
●	●	●	-	●
●	●	●	-	●
●	●	●	-	●
●	●	●	-	●
●	●	●	-	●

Fonte: Adaptada de Favorit: Aços Especiais (2018).

Já na Figura 32 estão tabeladas as propriedades mecânicas do aço inox 304, onde é importante ressaltar a resistência mecânica e a de dureza, fatores que tornam um bom aço para a aplicação aos elementos deste trabalho.

Figura 32 - Propriedades mecânicas do aço inox 304.

Grade	Tensile	Yield Strength 0.2% Proof (MPa) min	Elongation (% in 50 mm) min	Hardness	
	Strength (MPa) min			Rockwell B (HR B) max	Brinell (HB) max
304	515	205	40	92	201

Fonte: Adaptada de AZO Materials (2001).

O Quadro 4, mostra os valores obtidos em relação ao cálculo das forças no engrenamento:

Quadro 4 - Cálculos das forças no engrenamento

Parâmetro Dimensionado	Equação Utilizada	Resultado
Torque Nas Engrenagens	$T = \frac{(60 * Q_C)}{2 * N * \pi} * P$	1,3262 Nm
Força Tangencial	$W_T = \frac{(T)}{\frac{D_{Eng}}{2}}$	68,01 N
Força radial	$W_R = \tan(\phi) * W_T$	24,754 N
Força Resultante	$W = \frac{W_T}{\cos(\phi)}$	72,375 N

Fonte: Autoria Própria (2018).

5.2.3 Cálculo das tensões no engrenamento

Depois de calculadas as forças resultantes no engrenamento, os cálculos em relação as tensões puderam ser executados. Para se chegar em valores adequados para estas tensões, segundo Norton (2013), é necessário o estabelecimento dos fatores de modificação, para adequar o engrenamento a diversas situações diferentes. A determinação e escolha destes fatores estarão apresentados no apêndice A deste trabalho.

Norton (2013) também afirma que, em relação aos cálculos dos limites de resistência à fadiga, também são necessários os cálculos dos coeficientes de

correção, com o objetivo de chegar no que o autor chama de “Limite de resistência à fadiga corrigido”, seja ela superficial ou de flexão. Estes fatores de correção também estão apresentados no apêndice A.

O Quadro 5 mostra os resultados obtidos em relação ao cálculo das tensões no engrenamento, fatores de correção e coeficientes de segurança.

Quadro 5 - Cálculos das forças no engrenamento

Parâmetro Dimensionado	Equação Utilizada	Resultado
Tensão superficial	$\sigma_s = C_P \sqrt{\frac{W_T * C_a * C_m}{b * I * D_{Eng}} * C_s * C_f}$	213,83 MPa
Tensão de flexão	$\sigma_f = \frac{W_T * p_d * K_a * K_m}{b * J * K_v} * K_s * K_b * K_l$	6,991MPa
Limite de Res. à Fadiga Superficial NÃO CORRIGIDO	$S_{fc'} = 27000 + 364 * HB$	690.606 MPa
Limite de Res. à Fadiga Superficial CORRIGIDO	$S_{fbc} = \frac{C_L * C_H}{C_T * C_R} * S_{fc'}$	748,14 MPa
Lim. de Res. à Fadiga por flexão NÃO CORRIGIDO	$S_{fb'} = 6235 + 174 * HB - 0,126 * HB^2$	249,028 MPa
Lim. de Res. à Fadiga por flexão CORRIGIDO	$S_{fb'} = 6235 + 174 * HB - 0,126 * HB^2$	269,77 MPa
Coef. De Seg. de Fadiga Super.	$N_G = \left(\frac{S_{fbc}}{\sigma_f} \right)^2$	12,241
Coef. De Seg. de Fadiga por flexão	$N_G = \frac{S_{fb}}{\sigma_f}$	38,591

Fonte: Autoria própria (2018).

5.3 DIMENSIONAMENTO DO EIXO DE TRANSMISSÃO

5.3.1 Cálculo das dimensões, reações e momentos

Primeiramente, foi determinado um coeficiente de segurança inicial “NF” para realização dos cálculos em relação ao eixo de transmissão, que é igual a 2,5. Assim, pode-se ter uma margem de segurança. Como citado anteriormente, a opção pela usinagem das engrenagens diretamente no eixo foi tomada, então o material do eixo será o mesmo das engrenagens.

Para o início do dimensionamento, baseando-se nas dimensões do engrenamento, foi escolhido um diâmetro inicial de 18 milímetros, que virá a ser corrigido posteriormente, caso necessário.

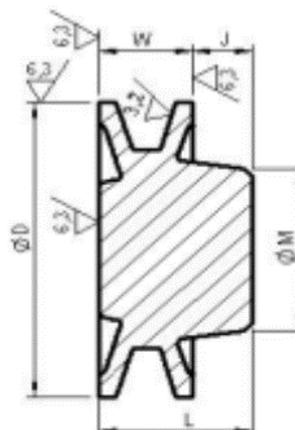
A ligação do motor com o eixo será feita por um sistema de polia, então com o torque calculado anteriormente no engrenamento, foi possível calcular as forças radiais e tangenciais na engrenagem e na polia. Como não há grande esforço, a polia selecionada é de certa forma simples, e foi retirada do catalogo da empresa SC Polias. Suas dimensões são mostradas na Figura 33 e ilustradas na Figura 34.

Figura 33 – Polia do tipo A1

$\varnothing D$ Exter.	Nº Canais	Código	TIPO	$\varnothing M$	L	W	Furo Máx.	J	Peso* (kg)
50	1	PA50Z1	A1	36	28	16,7	18	11,9	0,1

Fonte: SC Polias (2015).

Figura 34 – Dimensões da polia A1



Fonte: SC Polias (2015).

Com as dimensões da polia e da engrenagem definidas, pelo menos de forma temporária, pôde-se determinar um rolamento, para posteriormente se estipular as dimensões do eixo e dar seguimento ao projeto.

Para a seleção, o rolamento escolhido foi o rolamento de agulhas, pois este tipo é o que possui menores dimensões, facilitando assim o posicionamento dos elementos dentro da carcaça.

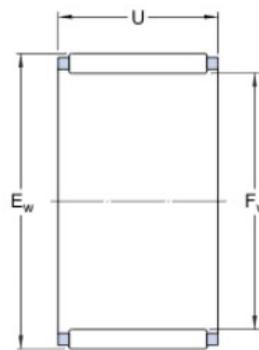
Então foi usado o catálogo interativo da SKF Rolamentos para a seleção conforme os parâmetros adequados. A Figura 35 mostra a tabela de especificações do rolamento escolhido.

É importante ressaltar que, pelos rolos estarem em contato direto com o eixo, esta seção do eixo tem de ser uma superfície com alta dureza, para resistir aos impactos causados pelo rolamento. Então as dimensões ficaram com um diâmetro de 18 mm, e a largura da face como 20 mm.

Figura 35 – Rolamento escolhido para o projeto

K 18x24x20

Dimensões



F_w	18	mm
E_w	24	mm
U	20	mm

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	19.4	kN
Classificação de carga estática básica	C_0	27	kN
Limite de carga de fadiga	P_u	3.25	kN
Velocidade de referência		20000	r/min
Velocidade-limite		24000	r/min

Massa

Massa do conjunto de gaiola e rolos de agulhas		0.018	kg
--	--	-------	----

Fonte: SKF Rolamentos (2018).

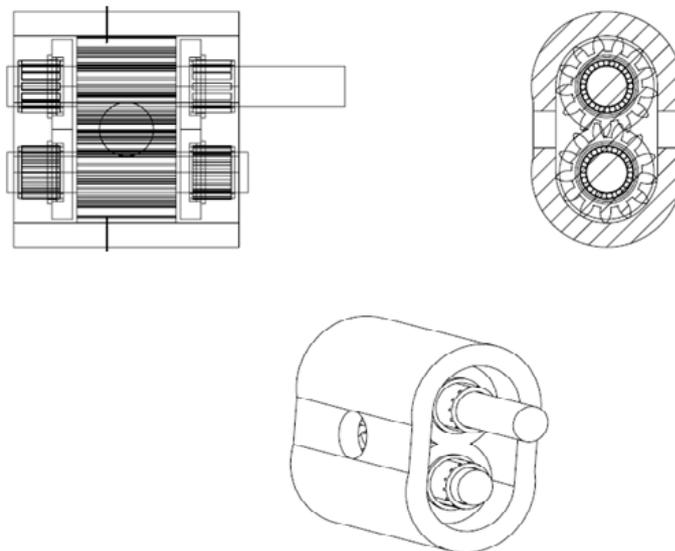
Assim foi possível a elaboração de um croqui do sistema disposto sobre os eixos de transmissão. Tem-se as medidas de largura da face da engrenagem, da largura da face do rolamento e da polia. Além destas, foram estipuladas duas medidas de folga para encaixe, e duas para as vedações. No apêndice B do trabalho encontram-se os desenhos e croquis do sistema. Na Figura 36, está ilustrado um esboço de disposição do sistema.

Então assim foi possível a realização dos cálculos das reações nos eixos, bem como os momentos atuantes no mesmo. Para o auxílio do cálculo das reações, foi utilizado o *software* MDSolids 4.0, durante o período de teste do programa, que nos fornece diversas alternativas para o cálculo de vigas.

Estes cálculos das reações, e dos momentos fletores estão apresentados no APÊNDICE A do trabalho.

Para realizar estes cálculos foram feitas as análises das forças distribuídas no eixo, e com o croqui, utilizadas as distâncias que nele constam. Assim foram feitos cálculos para as forças tangenciais e para as forças radiais. O Quadro 6 mostra os resultados obtidos para a resolução de forças e momentos do eixo, e nas Figuras 37 e 38 estão demonstrados os diagramas obtidos através do *software* MD Solid 4.0, na versão de teste, para o cálculo do eixo.

Figura 36 - Esboço de disposição do sistema

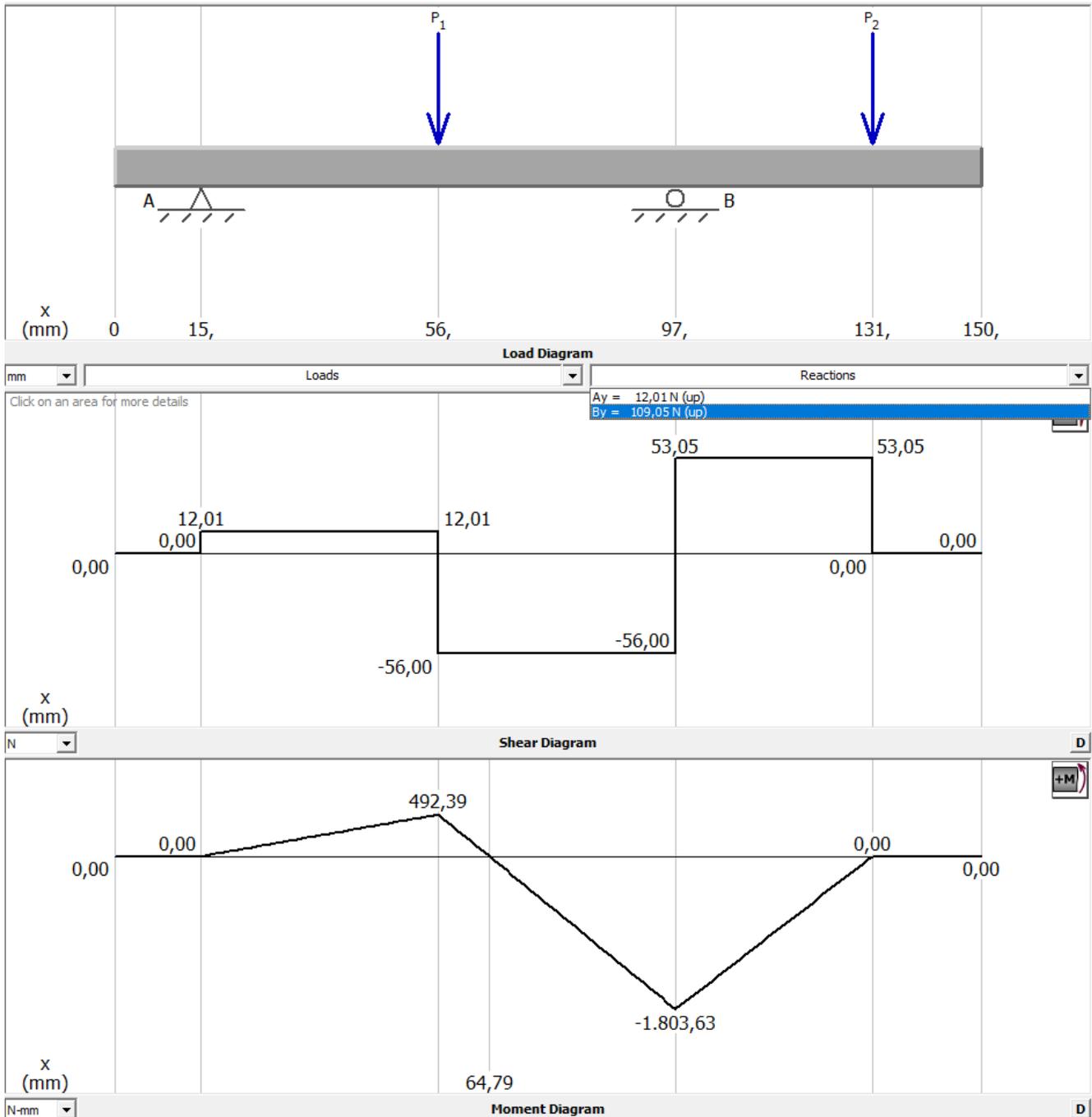


Quadro 6 - Cálculos das forças no engrenamento

Parâmetro Dimensionado	Equação Utilizada	Resultado
Força tangencial na engrenagem	$F_{GT} = \frac{T}{r_g}$	68,010 N
Força radial na engrenagem	$F_{GR} = F_{GT} * \tan (\phi)$	24,7537 N
Força tangencial na polia	$F_{PT} = \frac{T}{r_p}$	53, 048N
Força radial na polia	$F_{PR} = F_{PT} * \tan (\phi)$	19,3079 N
Reação no mancal 2 Sentido YZ	$R_{2y} = \frac{(F_{Gt} * 0,041 + F_{Pt} * 0,116)}{0,082}$	109,05 N
Reação no primeiro mancal sentido YZ	$R_{1y} = -R_{2y} + F_{Gt} + F_{Pt}$	12,01 N.
Reação no mancal 2 Sentido XZ	$R_{2x} = \frac{(F_{Gr} * 0,041 + F_{Pr} * 0,116)}{0,082}$	39,6905N
Reação no primeiro mancal Sentido XZ	$R_{1x} = -R_{2x} + F_{Gt} + F_{Pt}$	4,371 N.

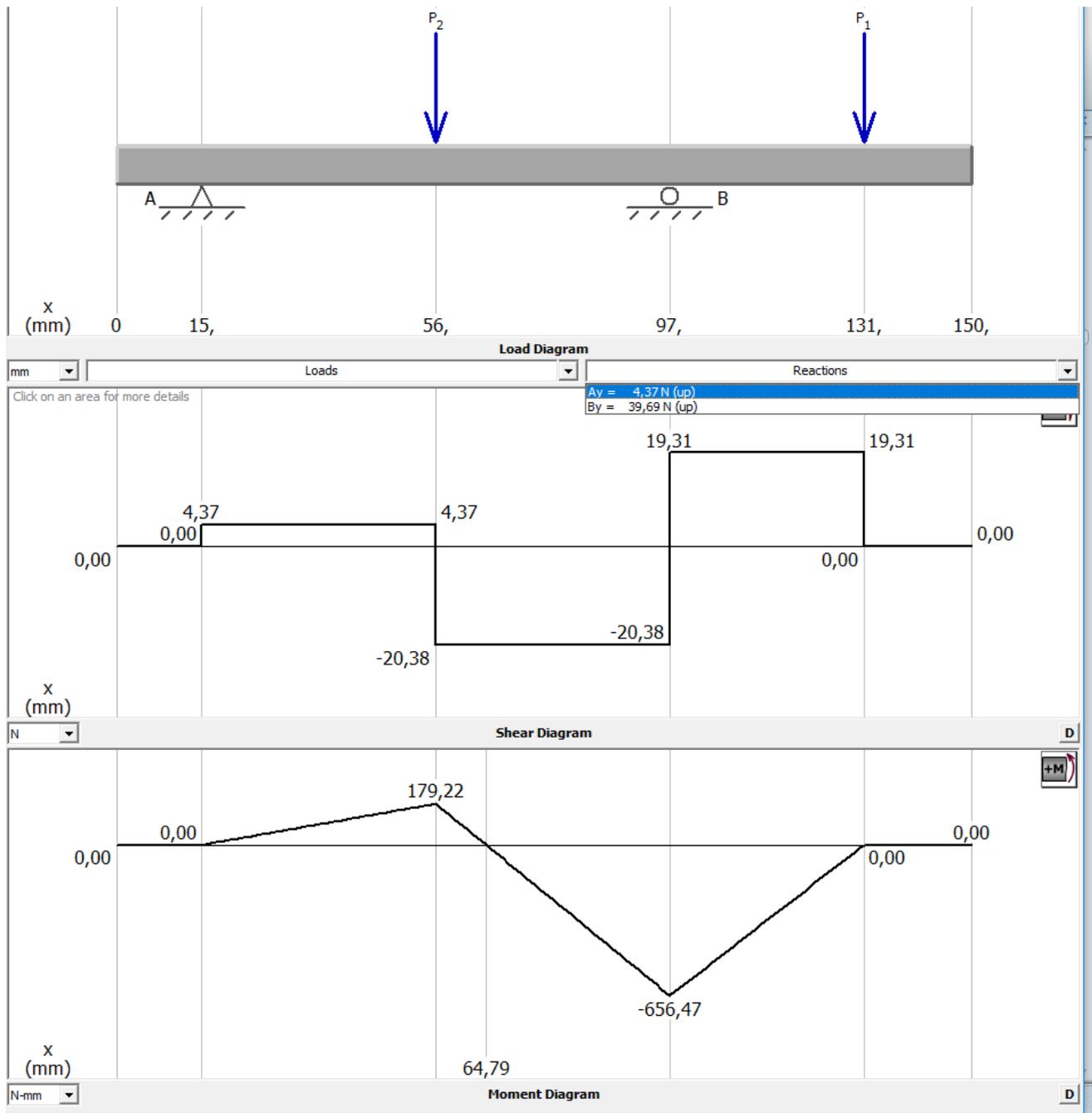
Fonte: Autoria própria (2018).

Figura 37 – Diagrama de forças tangenciais no eixo.



Fonte: Autoria Própia (MDSolids 4.0) (2018).

Figura 38– Diagrama de forças radiais no eixo



Fonte: Autoria Própria (MDSolids 4.0) (2018).

Depois disso, dividindo o eixo em quatro seções foram obtidos os momentos, que também são apresentados nos diagramas, o cálculo dos momentos fletores está apresentado no apêndice A. E com estes pode-se calcular a magnitude dos momentos no eixo, que é um dado necessário para o cálculo das interações na hora de se obter o diâmetro correto. A magnitude dos momentos é dada por:

$$M_{M1} = 0 \quad (48)$$

$$M_{M2} = ((M_{2yz})^2 + (M_{2xz})^2)^{1/2} = 0,524 \text{ Nm} \quad (49)$$

$$M_{M3} = ((M_{3yz})^2 + (M_{3xz})^2)^{1/2} = 1,919 \text{ N} \quad (50)$$

$$M_{M4} = 0 \quad (51)$$

5.3.2 Cálculo dos limites de resistência à fadiga.

Depois de calculadas as magnitudes dos momentos fletores no eixo, foi possível a realização do cálculo e da correção do limite de resistência à fadiga, conforme apresentado na seção 3.3 da literatura deste trabalho. Então o Quadro 7 apresenta os resultados obtidos para os cálculos do limite de resistência à fadiga.

Quadro 7 - Cálculos das forças no engrenamento

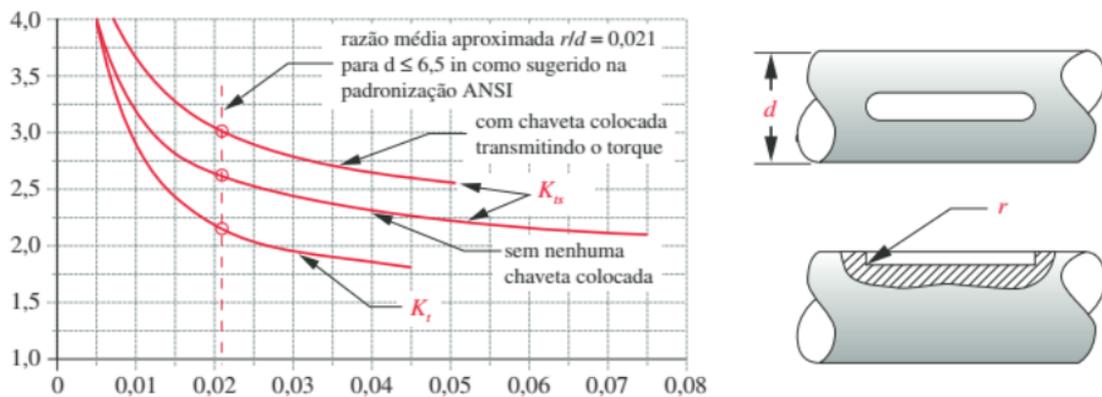
Parâmetro Dimensionado	Equação Utilizada	Resultado
Res. à fadiga não corrigido	$SF' = 0,5 * S_{ut}$	257,5 MPa
Resistência à fadiga corrigido	$S_E = C_{Car.} * C_{Tam.} * C_{Sup} * C_{Tem} * C_{Con.} * SF'$	355,692 MPa

Fonte: Autoria própria (2018).

Os cálculos e determinações dos fatores de correção estão apresentados no apêndice A deste trabalho.

Um ponto a ser ressaltado é que para a seção crítica, foi considerada uma chaveta colocada para transmissão de torque para a polia. Assim a partir da Figura 39, temos os fatores de concentração de tensão para chavetas fresadas, em flexão K_T e torção K_{TS} , que serão aproximadamente a 2.25 e 3 respectivamente.

Figura 39 - Fatores de concentração de tensão para chavetas, em flexão (K_T) e torção (K_{TS}).



Fonte: Norton (2013)

As sensibilidades ao entalhe para flexão q_f e para torção q_t são obtidas através da suposição de um raio de entalhe de 0.01" que é igual a 0.254 mm. Então com auxílio da constante de Neuber para aços retirado de Norton (2013) que é mostrada na Figura 40, pode-se obter estes valores. Interpolando os valores para a constante de Neuber, temos:

$$q_f = \frac{1}{\frac{1+0,0865*\sqrt{in}}{\sqrt{r}}} = 0,536 \quad (52)$$

$$q_t = \frac{1}{\frac{1+0,066*\sqrt{in}}{\sqrt{r}}} = 0,602 \quad (53)$$

Onde r corresponde ao raio de entalhe estipulado.

Então baseados na Figura 39, temos o fator de concentração de tensão para cargas dinâmicas K_F e K_{FS} :

$$K_F = 1 + q_f * (K_T - 1) = 1,9383 \quad (54)$$

$$K_{FS} = 1 + q_t * (K_{TS} - 1) = 2,205 \quad (55)$$

Figura 40 – Constante de Neuber para Aços.

Constante de Neuber para aços	
S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0,5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Fonte: Norton (2013).

Para fins de cálculos consideraremos o fator de concentração relativo à tensão média K_{FM} igual ao fator K_F para cargas dinâmicas. E do mesmo modo para K_{FSM} e K_{FS} .

5.3.3 Interações para cálculo do diâmetro final

Para o cálculo das interações a fim de encontrar o diâmetro final do eixo, foi usada a equação 21, exibida na seção 3.3 da literatura deste trabalho, retirada de Norton (2013), então através dela tem-se:

$$D_{Novo} = \left\{ \frac{32 * N_F}{\pi} * \left[\left(\frac{K_F * M_{M3}}{S_E} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{K_{Fsm} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 7,442 \text{ mm} \quad (56)$$

Para se obter valores com precisão o limite de resistência à fadiga corrigido foi atualizado, uma vez que este é influenciado pelos coeficientes de correção, que são influenciados diretamente pelo diâmetro encontrado para o eixo.

Então o novo limite de resistência à fadiga corrigido será:

$$S_E = C_{Car.} * C_{Tam.} * C_{Sup} * C_{Tem} * C_{Con.} * SF' = 387,38 MPa \quad (57)$$

Os cálculos dos coeficientes estão exibidos no apêndice A deste trabalho. Assim foi possível uma segunda interação para obter-se o novo diâmetro.

$$D_{Novo} = \left\{ \frac{32 * N_F}{\pi} * \left[\left(\frac{K_F * M_{M3}}{S_E} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{K_{Fsm} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 7,358mm \quad (58)$$

Pode-se notar que houve uma pequena alteração no cálculo do diâmetro mínimo para atender as demandas do sistema, porém foi realizada uma terceira interação. Então novamente o limite de resistência à fadiga para o novo diâmetro foi atualizado e tem-se:

$$S_E = C_{Car.} * C_{Tam.} * C_{Sup} * C_{Tem} * C_{Con.} * SF' = 387,805 MPa \quad (59)$$

E novamente o cálculo do diâmetro:

$$D_{Novo} = \left\{ \frac{32 * N_F}{\pi} * \left[\left(\frac{K_F * M_{M3}}{S_E} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{K_{Fsm} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 7,3575mm \quad (60)$$

Então pode-se observar que este seria o diâmetro mínimo final adequado para o eixo.

Para confirmarmos estes cálculos foi realizado o cálculo de um novo coeficiente de segurança, através do cálculo de tensão, proposto por Von Mises e retirado de Norton (2013):

$$\sigma_{Nova} = \sqrt{\left[\left(\frac{32 * K_F * M_{M3}}{\pi * D_{Novo}} \right)^2 + \left(\frac{16 * K_{FS} * T}{\pi * D_{Novo}} \right)^2 \right]} = 122,817 MPa \quad (61)$$

Assim o novo coeficiente de segurança é calculado por:

$$N_{Seg} = \frac{S_E}{\sigma_{Nova}} = 3,158 \quad (62)$$

Nota-se que o coeficiente de segurança atende as especificações, porém, o eixo foi definido com um diâmetro maior que se possa usar uma polia, visto que geralmente trabalham com um eixo de 16mm.

Cabe o levantamento da seguinte questão: “Por que não realizar um ressalto no eixo, ao invés de superdimensioná-lo?” Como este é um projeto conceitual, esta decisão caberá a equipe caso seja realizado um novo trabalho em cima destes dimensionamentos.

Assim ficou definido como 18 milímetros para a dimensão do eixo, mantendo o que foi especificado previamente.

5.4 DIMENSIONAMENTO DA CHAVETA PARA A POLIA

Para o dimensionamento da chaveta, foi usada uma tabela de chavetas paralelas mostrada na Figura 41 onde as dimensões estão descritas e de acordo com o diâmetro do eixo, assim foi possível a realização dos cálculos adequados. Então usando as dimensões da polia como apoio tem-se o Quadro 8 mostrando as dimensões da chaveta, bem como o cálculo das áreas de cisalhamento, e de esmagamento:

Quadro 8 – Dimensões da chaveta

Parâmetro Dimensionado	Equação Utilizada	Resultado
Comprimento	Figura 34	28 mm
Largura	Figura 42	6 mm
Altura	Figura 42	6 mm
Área de Cis.	$A_{Cis} = L_{Chav.} * Comp_{chav}$	168 mm ²
Área de esm.	$A_{Esm} = \frac{H_{Chav.}}{2} * Comp_{chav}$	84 mm ²

Fonte: Autoria própria (2018).

Figura 41 – Tabela de dimensões de chavetas paralelas

Eixo		Chaveta				Rasgo									
Diâmetro d		Seção b x h				Largura						Profundidade			
		Largura b		Altura h		Valor	Tolerância				Eixo I1			Cubo I2	
de	até	Valor	h 9	Valor	h 11		Eixo / folga	Ajuste normal	Ajuste c/ interf.		Valor	Tolerân	Valor	Tolerân	
							H 9	D 10	N 9	JS 9	P 9				
6	8	2	0,000	2	0,000	2	+0,025	+0,060	0,004	+0,012	0,006	1,2		1	
8	10	3	-0,025	3	-0,025	3	0,000	+0,020	-0,029	-0,013	-0,031	1,8	+0,100	1,4	+0,100
10	12	4	0,000	4	0,000	4	+0,030	+0,078	0,000	+0,015	-0,012	2,5	0,000	1,8	0,000
12	17	5	-0,030	5	0,030	5	0,000	+0,030	-0,030	-0,015	-0,042	3,0		2,3	
17	22	6		6		6						3,5		2,8	
22	30	8	0,000	7		8	+0,036	+0,098	0,000	+0,018	-0,015	4,0		3,3	
30	38	10	-0,035	8	0,000	10	0,000	+0,040	-0,036	-0,018	-0,051	5,0		3,3	

Fonte: Adaptada de LPM – Laboratório de projetos mecânicos (2018).

Com as áreas calculadas foi possível calcular as forças média “FMCh” e alternante “FACH” atuantes na chaveta, bem como as falhas por esmagamento e cisalhamento da chaveta. E posteriormente os coeficientes de segurança.

O material escolhido para chaveta é o mesmo dos eixos e das engrenagens, para possibilitar o aproveitamento de material, conseqüentemente as propriedades mecânicas serão as mesmas. Então o Quadro 9 mostra os resultados obtidos para estes dimensionamentos relativos a chaveta:

Quadro 9 – Dimensões da chaveta

Parâmetro Dimensionado	Equação Utilizada	Resultado
Força Cisalhante média	$F_{MCh} = \frac{T}{\frac{D_{final}}{2}}$	73,678 N
Força Alternante	$F_{ACh} = \frac{T}{\frac{D_{final}}{2}}$	73,678 N
Tensão Cis. Média	$\tau_M = \frac{F_{MChav}}{A_{Cis}}$	0,439 MPa
Tensão Cis. Alternante.	$\tau_A = \frac{F_{AChav}}{A_{Cis}}$	0,439 MPa
Tensão Equivalente Média	$\sigma_{m'} = \sqrt{3 * \tau_a^2}$	0,76 MPa
Tensão Equivalente Alternante	$\sigma_{a'} = \sqrt{3 * \tau_M^2}$	0,76 MPa
Coef. de segurança para cisalhamento	$N_{SC} = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_{a'}}{S_y}\right) + \left(\frac{\sigma_{m'}}{S_{ut}}\right)}$	193,037
Tensão de Esmagamento	$\sigma_{Esm} = \frac{F_{MChav} + F_{AChav}}{A_{Esm}}$	1,754 MPa
Coef. de segurança para esmagamento	$N_{SES} = \frac{S_{ut}}{\sigma_{Esm}}$	293,576

Fonte: Autoria própria (2018).

5.5 VERIFICAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS

Como o rolamento já foi escolhido, os cálculos realizados serviram para saber se a vida útil do rolamento será suficiente. Abaixo a Figura 42 ilustra o rolamento escolhido.

Segundo Norton (2013), o ciclo de vida do rolamento “L10H” será calculado por:

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 8,75 \times 10^7 \quad \text{Milhões de Ciclos} \quad (63)$$

Figura 42 – Rolamento de Agulhas



Fonte: Sesso Rolamentos (2018).

Onde C corresponde a capacidade de carga estática básica que equivale a 27 kN, exibida na Figura 35, P corresponde a força resultante atuando na seção do rolamento, e equivale a 119,06 kN e N equivale a rotação da bomba.

O valor que serve de comparação em ciclos é dado pelo cálculo estimado anteriormente:

- 6500 RPM;
- 30 minutos de funcionamento em uma semana, para testes e treinos;
- 52 semanas em um ano;
- Com três anos de durabilidade estimada.

Resultando em $6,084 \times 10^7$ ciclos, valor que confirma que os rolamentos escolhidos são adequados ao projeto.

5.6 DIMENSIONAMENTO DA ESPESSURA MÍNIMA DA CARÇAÇA DA BOMBA

Segundo Egbe (2013), as engrenagens e a carcaça, são as partes mais complexas da bomba, ao contrário do eixo, que é um componente mais simples e mais

fácil de se produzir. O dimensionamento do eixo, muitas vezes acaba sendo sacrificado devido ao dimensionamento e escolhas da carcaça e das engrenagens.

Os cálculos que usados para dimensionamento da carcaça não são as ideias, onde a escolha mais adequada seria o dimensionamento por meio da norma da ASME para vasos de pressão, porém como este é um projeto com baixa pressão, e como não temos acesso a tal norma atualizada devido ao alto valor de compra, seguiremos a metodologia adotada por Egbe (2013).

O material escolhido foi a liga de alumínio 443.0, que é uma liga de AL-Si, não tratável termicamente, e segundo Szurkalo (2009), possuem boas propriedades para fabricação de peças como pistão de motores, etc.

Então primeiramente tem-se o torque máximo T_{Max} possível no eixo, que de acordo com Egbe (2013) é dado por:

$$T_{Max} = \frac{\pi * D_{final}^3 * \tau_{Max}}{16} = 2,333 \text{ N*m} \quad (64)$$

Onde τ_{Max} corresponde a tensão de cisalhamento máxima, que é calculada por:

$$\tau_A = \frac{16}{\pi * D_{final}^3} * \sqrt{M_{M3}^2 + T^2} = 2,037 \text{ Mpa} \quad (65)$$

Então assim a pressão máxima atuante na bomba ΔP_{Max} , que segundo Egbe (2013) é dada por:

$$\Delta P_{Max} = \frac{T_{Max} * 2 * \pi * N}{Q_C * 60 \text{ s}} = 21,10975 \text{ bar} \quad (66)$$

Ou seja, essa pressão poderia causar falha no eixo, e somente uma pequena diferença de pressão iria garantir a falha do eixo primeiro do que na carcaça. Então foi determinado um coeficiente de correção de 1.2 para que seja garantido que o eixo não falhe antes da carcaça.

$$\Delta P_{Max2} = \Delta P_{Max} * 1,2 = 25,332 \text{ bar.} \quad (67)$$

Então a espessura mínima para a carcaça t , é dada através da equação para vasos de pressão cilíndricos:

$$t = \frac{\Delta P_{Max2} * D_{Cil}}{S_{Y \text{ Carcaça}}} = 2,082 \text{ mm.} \quad (68)$$

Onde D_{Cil} corresponde ao diâmetro interno do cilindro, que será considerado o diâmetro externo das engrenagens com uma folga de 0.2mm, sendo igual a 45,2 mm. $S_{Y \text{ Carcaça}}$ equivale a tensão de escoamento do material que equivale a 55 MPa.

6 CONCLUSÃO

Ao final deste trabalho, depois de serem seguidas todas as fases propostas para a realização do dimensionamento dos principais componentes da bomba de engrenagem, aplicada ao veículo da equipe UTECH Performance da UTFPR – Campus Pato Branco, pode-se concluir que estes atendem às necessidades do veículo. Dessa forma, pode-se dizer que os objetivos propostos para este trabalho foram concluídos com êxito.

Em relação aos parâmetros de trabalho, com os dados dos bicos injetores, rotação, etc. Foi possível determinar estes parâmetros de maneira que a bomba que for produzida com estes componentes atenderá toda a demanda de combustível que o carro necessitará. A vazão estipulada é de $0,250 \text{ m}^3/\text{h}$ de etanol, valor que tem uma sobra razoável em relação aos $0,1789 \text{ m}^3/\text{h}$ que corresponde ao valor demandado para o veículo caso este esteja com os bicos abertos 100% do tempo de funcionamento.

O eixo de transmissão ficou dimensionado com 18 mm de diâmetro, e este está superdimensionado em relação ao mínimo requerido (aprox. 8mm) para suportar os esforços. Porém esta medida foi escolhida visando o uso de uma polia e da usinagem direta das engrenagens no próprio eixo.

As engrenagens foram dimensionadas com um diâmetro primitivo de 39 milímetros e 44 milímetros de largura de face. O módulo métrico é de 3 mm, o número de dentes equivale a 13 dentes e o ângulo de pressão escolhido é de 20° . Sendo que ambas as engrenagens serão com as mesmas dimensões.

Os rolamentos escolhidos têm sua vida útil maior do que a vida estimada para a bomba com sobra. E a chaveta para a polia foi dimensionada adequadamente, seguindo uma tabela para chavetas paralelas.

Com a análise deste trabalho, pode-se concluir que o desenvolvimento de uma bomba de engrenagens, seguindo os parâmetros aqui adotados, seria uma solução para o veículo em termos de alimentação de combustível, mas não só para este, porém diversos veículos de alta performance, visto que as soluções no mercado são limitadas. Este trabalho deixa a possibilidade de uma continuação onde venha a ser desenvolvida esta bomba, com um projeto dos seus outros componentes.

REFERÊNCIAS

- AMORIM, J. L. S. **Seminário técnico sobre manutenção preditiva e proativa de equipamentos hidráulicos**. TCT – Treinamento e consultoria técnica, 2004. 178p.
- ANTUNES, I; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquinas**. São Paulo: Érica, 1997.
- ARAÚJO, Camila de Moura; SOARES, Debora; Costa, Ivy Polesel da; Uemura, Michele Yuri. **Planejamento e desenvolvimento de produtos: um estudo de caso na Ultra Displays de Cafelândia-SP / Lins, 2013**. 91p. il. 31cm
- AZO Materials. **Stainless Steel - Grade 304 (UNS S30400)**. 23 de outubro de 2001 Disponível na internet em: < <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=965>> Acesso em 26/05/2018
- BRASIL A.N. **Máquinas termo hidráulicas de fluxo**. Universidade de Itaúna, 2010.
- BRAVO, R. R. S. **Modelagem e análise de válvulas cartucho**. 2002. 152p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- BUDYNAS, R.G. NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. Porto Alegre: Bookman, 2011. 1084 p.
- CARBÓ, Hector Mario. **Aços Inoxidáveis: Aplicações e Especificações**
- DALLA LANA, E. **Avaliação do rendimento de bombas hidráulicas de engrenagens externas através da medição de temperatura**. Florianópolis - SC. Brasil. 2005.
- ERNEST, W. **Oil Hydraulic Power and its Industrial Applications**. 2ª. Ed. McGraw-Hill Book Company, Inc, 1960. 467p.
- EGBE, E.A.P. **Design analysis and testing of a gear pump**. Research Inveny: International Journal Of Engineering And Science. Federal University of Minna, Nigéria, Mechanical Engineering Department. Maio, 2013.
- FITCH, E.C. **Cavitation Wear In Hydraulic Systems**. Disponível na Internet em: <<http://www.machinerylubrication.com/Read/380/cavitation-wear-hydraulic>> Acesso em 27/10/2017.
- GÖTZ, We. **Hidráulica Teoria de Aplicações da Bosch**. Robert Bosch GmbH, 1991. 303p.
- HENN, E.A.L. **Máquinas de fluido**. 2ª ed, Porto Alegre: UFSM, 2006.
- J. KORN. **Hydrostatic transmission systems**. 1ª. Ed. International textbook Company Ltd, 1969. 355 p.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 1ª. Ed. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2001. 399p.

LPM - Laboratório de projetos mecânicos - **Tabela de Chavetas Paralelas**. Disponível na internet em <<https://sites.google.com/site/labprojmec/elementos-mecanicos/chavetas-paralelas>> Acesso em: 25/02/2018.

MANCO, S. e NERVENGA, N. **Simulation of an external gear pump and experimental verification**. First JHPS Internacional Symposium on Fluid Power. Tokyo, March 1989.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 10 ed. São Paulo: Érica 2012.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas - Uma Abordagem Integrada**. 4 Edição Bookman. 2013.

PALMIERI, A. C. **Manual de hidráulica básica**. 9ª Edição. Porto Alegre: Racine Hidráulica Ltda, 1994. 328 p.

PARKER, **Manual de filtragem hidráulica**. Disponível na Internet em: <<http://www.tecnoflexpe.com.br/wp-content/uploads/2017/02/Manual-de-Filtragem-Hidráulica-Parker.pdf>> Acesso em 27/10/2017.

PELLEGRINO – CONTE COM NOSSA GENTE. **Impureza: inimiga nº 1 da bomba de combustível**. Disponível na internet em: <<http://www.pellegrino.com.br/node/44256>>. Acesso 14/09/2017

REVISTA O MUNDO DA USINAGEM Nº 102, **InvoMilling™ – Uma solução revolucionária para fresamento de engrenagens**, disponível na internet em: <<http://www.omundodausinagem.com.br/invomilling-uma-solucao-revolucionaria-para-fresamento-de-engrenagens/>>, Acesso em: 09 de Março de 2018.

SANTOS, S. L. dos. **Bombas & Instalações Hidráulicas**, São Paulo - SP , 2007.

SC Polias, **Catálogo de Polias**, Disponível na internet em: <<http://www.scpolias.com.br/uploads/1479992947.pdf>> Acesso em : 21/02/2018

SENAI – SC. **HIDRAULICA E TÉCNICAS DE COMANDO**. FLORIANÓPOLIS: 2004, 102p.

SZURKALO, Margarida. **Investigação do efeito de moléculas auto organizáveis na resistência à corrosão da liga de Alumínio 1050**, USP, 2009.

TRUOSOLO, M. E. **Sistema de injeção eletrônica multiponto desenvolvido para automóveis comerciais: um estudo baseado na tecnologia disponível no**

mercado automotivo brasileiro / Marcel Esturari Truosolo. São Caetano do Sul, SP:

ZBFIX – ELEMENTOS DE FIXAÇÃO. **Chavetas**. Disponível na internet em: < <http://www.zbfix.com.br/nossos-produtos/chavetas-2/> >, Acesso em: 20/04/2018.

APÊNDICE A – CÁLCULOS COMPLEMENTARES

Cálculo das tensões (fatores de correção) no ENGRENAMENTO.

Para tensão de flexão:

Fator geométrico de resistência a Flexão “ J_p ” que é igual a 0,215 pode ser visualizado na Figura A.1 desta seção.

Para o cálculo do fator dinâmico “ K_v ”, Norton (2013) afirma que, quanto menor a qualidade do engrenamento, maiores serão os erros de transmissão, que são pequenos choques entre os dentes das duas engrenagens. Então a qualidade de engrenamento escolhida para este trabalho foi 9, já que não possuímos dados experimentais para calculá-la.

Então tem-se:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^2}{4} = 0,52 \quad (\text{A.1})$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B) = 76,879 \quad (\text{A.2})$$

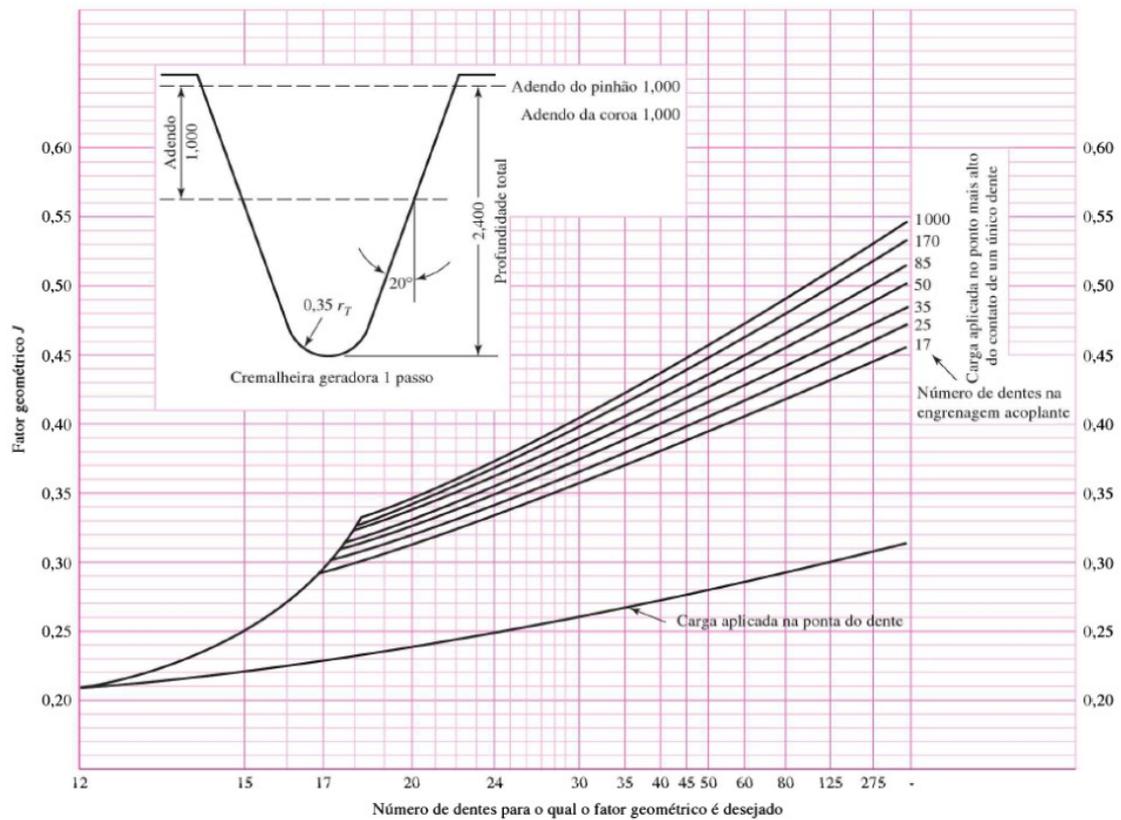
$$\omega_{ent} = 600 * 2 * \pi * \frac{1}{60} = 62,832 \text{ rad/s} \quad (\text{A.3})$$

$$V_t = \frac{d_g}{2} * \omega_{ent} = 1225,22 \text{ mm/s} \quad (\text{A.4})$$

$$K_V = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_T}} \right)^B = 0,823 \quad (\text{A.5})$$

Onde “ V_t ” é a velocidade da linha de passo do engrenamento.

Figura A.1 – Fator geométrico de resistência a flexão



Fonte: Shigley (2011)

O fator de distribuição de carga “ K_m ” é igual a 1,6 e foi obtido através dos valores da largura de face, na Figura A.2, retirada de Norton (2013) pode-se observar os valores de “ K_m .”

Figura A.2 – Fatores de Distribuição de Carga

Fatores de distribuição de carga K_m

Largura da face		K_m
in	(mm)	
< 2	(50)	1,6
6	(150)	1,7
9	(250)	1,8
≥ 20	(500)	2,0

Fonte: Norton (2013).

Fator de aplicação “K_A” é igual a 1,5 e foi determinado para motores multicilindros com choque moderado, que é apresentado na Figura A.3

Figura A.3 – Fatores de aplicação

Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Fonte: Norton (2013).

Em relação ao fator de tamanho “K_s”, segundo Norton (2013), a AGMA não determinou valores para esses fatores, e aconselha a igualá-lo a 1 para casos normais. Em casos especiais ou mais conservadores, pode-se usar um valor que varie entre 1.25 e 1,5.

Fator de espessura de borda “K_b”, é definido através da razão de recuo, que para nosso caso é maior que 1,2, então será 1.

Fator de ciclo de carga “K_L” é definido pela AGMA, para diminuir a resistência do material quando se trata de uma engrenagem solta, que não é nosso caso, por isso adotamos 1.

Para o cálculo das tensões de superfície, Norton (2013) afirma que os fatores de aplicação e distribuição de carga, de tamanho e dinâmico serão iguais aos calculados para as tensões de flexão.

O fator geométrico de superfície “I” é dado por:

$$I = \frac{\cos(\phi)}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_p}\right) * d_g} = 0,069 \quad (\text{A.6})$$

Onde “ρ_G” e “ρ_p” correspondem aos raios de curvatura e são dados por:

$$\rho_p = \sqrt{\left(\frac{d_g}{2} + \frac{1}{p_d}\right)^2 - \left(\frac{d_g}{2} * \cos(\varnothing)\right)^2} - \frac{\pi}{p_d} * \cos(\varnothing) = 0,004 \text{ m} \quad (\text{A.7})$$

$$\rho_g = C * \sin(\varnothing) - \rho_p = 9,138 \text{ mm} \quad (\text{A.8})$$

O coeficiente elástico “C_p” é dado por:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi * \left(\left(\frac{1-\nu^2}{E}\right) + \left(\frac{1-\nu^2}{E}\right)\right)}} = 182,656 \sqrt{\text{MPa}} \quad (\text{A.9})$$

Fator de acabamento superficial “CF” é igual a 1 para engrenagens feitas pelos métodos convencionais.

Cálculo dos limites de resistência do engrenamento (fatores de correção).

Resistência à fadiga de superfície.

Seguindo com os coeficientes de correção do limite de resistência, o fator de temperatura “CT”, é dado pelo combustível chegando na bomba à uma condição extrema, diga-se 40°C, ou 104°F.

$$C_T = \frac{460 + T_F}{620} = 0,91 \quad (\text{A.10})$$

O fator de correção relativo a confiabilidade é de 99%. Ou seja, segundo Norton (2013), “CR” é igual a 1. O fator de dureza “CH” é escolhido igual a 1.

Para o cálculo de correção do fator de vida, foi definida uma jornada de trabalho para o componente. Então analisando o pior caso, que seria com a rotação na máxima velocidade, temos:

- 6500 RPM

- 30 Minutos de funcionamento em uma semana, para testes e treinos.

- 52 Semanas em um ano
- Com 3 anos de durabilidade estimada.

Assim o número de ciclos de vida “NL” será dado por:

$$N_{Ciclos} = 6500 * 60 * 52 * 3 = 60840000 \quad (A.11)$$

E o fator de vida de superfície “CL” é dado pela equação proposta por Norton (2013):

$$C_L = 1,3558 * N_{Ciclos}^{(-0,0178)} = 0,985 \quad (A.12)$$

Então estes são os fatores faltantes para o cálculo da resistência à fadiga de superfície corrigida.

Para a resistência à fadiga de flexão.

O fator de temperatura é o mesmo calculado anteriormente para a tensão de fadiga superficial, ou seja, teremos “KT” = a 0,91.

A confiabilidade também será dada como 99%, assim “KR” também é igual a 1. 3Finalmente o fator de vida é o mesmo calculado para as tensões superficiais, então “KL” também é igual a 0,985.

Cálculos das reações no eixo.

Foram elaboradas equações para resolver as reações, usando a somatória de momento e de forças nos sentidos “X” e “Y”. Então temos a somatória de momento na seção do rolamento 1, já isolando a reação 2y e a somatória de forças na direção Y:

$$R_{2y} = \frac{(F_{Gt} * 0,041 + F_{Pt} * 0,116)}{0,082} = 109,05 N. \quad (A.13)$$

$$R_{1y} = -R_{2y} + F_{Gt} + F_{Pt} = 12,01 N. \quad (A.14)$$

Onde “F_{GT}” é a força tangencial na engrenagem, e “F_{PT}” é a força tangencial na polia.

No sentido X, as forças radiais atuando no sistema foram calculadas, então tem-se o seguinte equacionamento, seguindo as mesmas diretrizes do sentido Y:

$$R_{2x} = \frac{(F_{Gr} * 0,041 + F_{Pr} * 0,116)}{0,082} = 39,6905 N. \quad (A.15)$$

$$R_{1x} = -R_{2x} + F_{Gt} + F_{Pt} = 4,371 N. \quad (A.16)$$

Onde “F_{GR}” é a força radial na engrenagem, e “F_{PR}” é a força radial na polia.

O cálculo do momento fletor foi realizado através do método dos cortes em cada seção. Então tem-se a seguinte analogia, de acordo com as dimensões vistas nos diagramas gerados por *software*.

$$X_1 = 0 m \quad (A.17)$$

$$X_2 = -0,041m + X_1 = 0,041m. \quad (A.18)$$

$$X_3 = 0,041m + X_2 = 0,082m \quad (A.19)$$

$$X_4 = 0,082m + X_3 = 12,01 N. = 0,116m \quad (A.20)$$

$$M_{1yz} = 0 \quad (\text{A.21})$$

$$M_{2yz} = R_{1y} * X_2 = 0,4924 \text{ Nm}. \quad (\text{A.22})$$

$$M_{3yz} = R_{1y} * X_3 - F_{gt} (X_3 - X_2) = -1,8036 \text{ Nm} \quad (\text{A.23})$$

$$M_{4yz} = R_{1y} * X_4 - F_{Gt} * (X_4 - X_2) + R_{2y} * (X_4 - X_3) = 0 \quad (\text{A.24})$$

$$M_{1xz} = 0 \quad (\text{A.25})$$

$$M_{2xz} = R_{1x} * X_2 = 0,1792 \text{ Nm}. \quad (\text{A.26})$$

$$M_{3xz} = R_{1x} * X_3 - F_{gr} (X_3 - X_2) = -0,656 \text{ Nm} \quad (\text{A.27})$$

$$M_{4xz} = R_{1x} * X_4 - F_{Gr} * (X_4 - X_2) + R_{2x} * (X_4 - X_3) = 0 \quad (\text{A.28})$$

Cálculo dos fatores de correção do eixo:

Em relação ao coeficiente de carregamento “C_{Car}”, foi definido para torção e flexão, e é igual a 1.

Para o coeficiente de acabamento superficial, foi definido através da equação proposta por Norton (2013):

$$C_{Sup} = 4,51 * S_{ut}^{-0,265} = 1,438. \quad (\text{A.29})$$

Como temos uma estimativa para o tamanho do eixo, podemos calcular o coeficiente de correção de tamanho “CTam”:

$$C_{tam} = 1,189 * d^{-0,097} = 0,8983. \quad (\text{A.30})$$

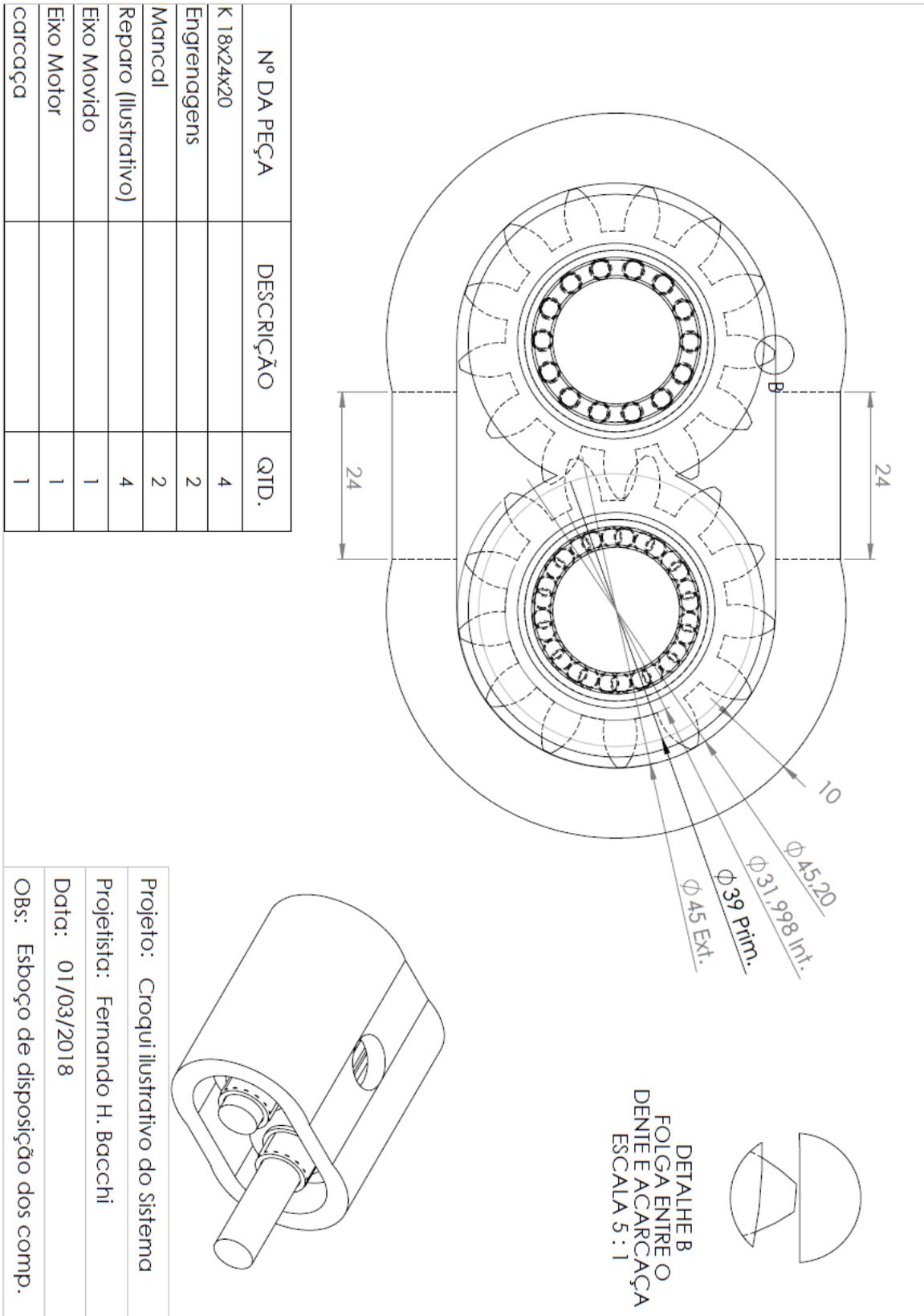
O coeficiente de confiabilidade “C_F” é igual a 1.

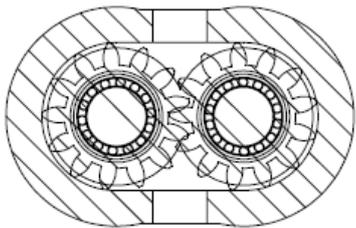
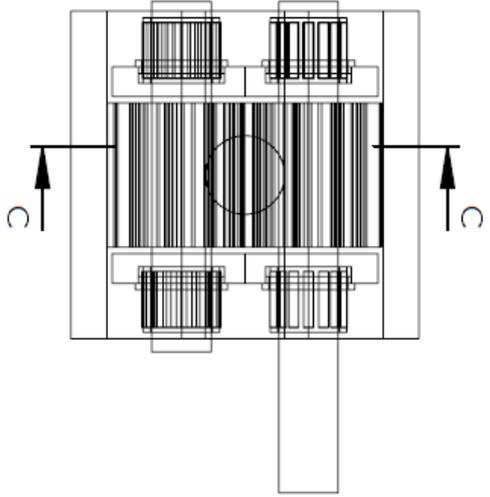
Em relação a temperatura, agora falamos do eixo então escolhemos a temperatura de trabalho do motor, que em média é de 92°C, de acordo com DRS Car (2013), então tomamos um extremo de 95°C.

$$C_T = \frac{460+T_F}{620} = 1,069 \quad (\text{A.31})$$

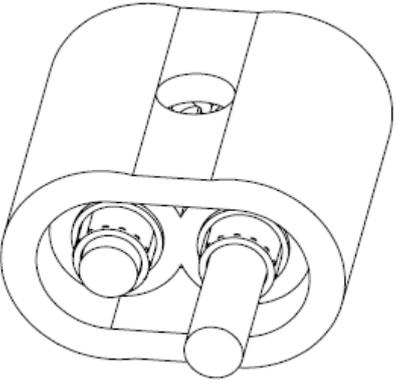
APÊNDICE B – DESENHOS

Neste apêndice estão representados croquis representativos do sistema.





SEÇÃO C-C
ESCALA 1 : 2



Projeto: Croqui Sistema

Projetista: Fernando H. Bacchi

Data: 01/03/2018

Obs: Esboço de disposição dos comp.

