

UNESP

FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

GUARATINGUETÁ
2010

FELIPE YAMANE BAZARIN

MODELAGEM DE UM SERVOMECANISMO PARA ACIONAMENTO
DA PLACA SWASHPLATE DE UMA BOMBA DE PISTÕES AXIAIS DE
VAZÃO VARIÁVEL.

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade Estadual
Paulista, para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica na
área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. João Zangrandi Filho

Guaratinguetá

2010

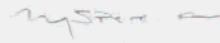
B362m	Bazarin, Felipe Yamane Modelagem de um servomecanismo para acionamento da placa swashplate de uma bomba de pistões axiais de vazão variável / Felipe Yamane Bazarin – Guaratinguetá : [s.n], 2010. 85 f. : il. Bibliografia: f. 87-88 Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2010. Orientador: Prof. Dr.João Zangrandi Filho 1. Servomecanismo I. Título CDU 681.513.3
-------	--

FELIPE YAMANE BAZARIN

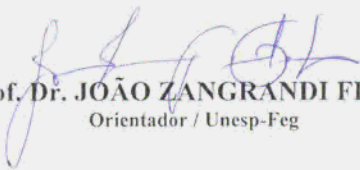
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

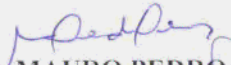
PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

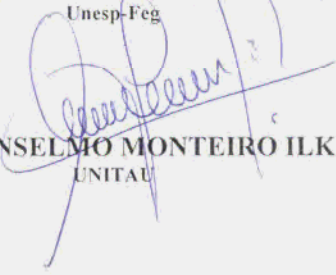
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOÃO ZANGRANDI FILHO
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. MAURO PEDRO PERES
Unesp-Feg


Prof. Dr. ANSELMO MONTEIRO ILKIU
UNITAU

dezembro de 2010

DADOS CURRICULARES

FELIPE YAMANE BAZARIN

NASCIMENTO 05.11.1983 – SUZANO/ SP

FILIAÇÃO Alexandre Bazarin
Felipe Yamane Bazarin

2003/2007 Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP

“Dedico aos meus pais Alexandre Bazarin e Marina Yamane Bazarin que me apoiaram e incentivaram em cada momento dessa fase de minha vida.”

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, *Prof. Dr. João Zangrandi Filho* pelos ensinamentos constantes e momentos singulares. Sem a sua orientação, dedicação e ajuda, este estudo seria praticamente impossível.

À secretária do Departamento de mecânica da FEG/UNESP, Rosiléa Ribeiro de Matos, pela dedicação, paciência e ajuda.

Às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pelo apoio nas pesquisas realizadas.

A todos os amigos que contribuíram no desenvolvimento deste trabalho.

Este trabalho tem a participação da:

UNESP – Bolsa de Apoio Desenvolvimento
Tecnológico.

USIESP – Usinagem de Precisão.

LIEBHERR DO BRASIL – Apoio Técnico

Não existe assunto tão antigo que não se possa dizer algo novo sobre ele.*Dostoevsky*

BAZARIN, F.Y. Modelagem de um servomecanismo para acionamento da placa swashplate de uma bomba de pistões axiais de vazão variável. 2010, 85 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2010.

RESUMO

O desenvolvimento do projeto e a manufatura de servocomandos hidráulicos é privilégio de poucas empresas no mundo. Uma pesquisa para obter informações sobre o projeto deste tipo de equipamento revelou pouquíssimas informações técnicas sobre este assunto. Talvez pela falta de uma literatura específica sobre o projeto deste tipo de equipamento, as empresas brasileiras ainda não conseguiram desenvolver este mecanismo totalmente nacional. Este tipo de mecanismo tem grande aplicação na área industrial, móvel e aeronáutica. A importância do desenvolvimento deste trabalho justifica-se pela conquista de uma tecnologia dominada apenas por empresas estrangeiras, causando nas indústrias brasileiras que utilizam este mecanismo uma dependência tecnológica. Calcular e desenhar um determinado mecanismo não garante o seu perfeito funcionamento e também não assegura um sucesso sob o ponto de vista mercadológico. Portanto, foi realizado um estudo minucioso, além de uma discussão sobre o assunto com técnicos e engenheiros da indústria sobre a melhor forma de usinagem e montagem. Esta etapa precisa ser considerada tão importante quanto necessária para o projetista. No desenvolvimento deste trabalho há uma apresentação sobre as bombas hidrostáticas disponíveis no mercado assim como tipos de servomecanismos aplicados em outros equipamentos, tais como, as direções hidráulicas. É apresentado detalhadamente cada um dos seus componentes em desenhos em 2D e 3D para explicar o funcionamento e a montagem.

PALAVRAS-CHAVE: servomecanismo, hidráulica, pistões axiais, swashplate

BAZARIN,F.Y. Modeling of a servomechanism coupled to the swashplate of a variable axial piston pump. 2010, 85f. Dissertation (Master of Science in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2010.

ABSTRACT

Designing of servomechanism devices are activities that few companies have developed around the world. A research in order to obtain information about the design of this kind of mechanism has revealed only a small amount of technical bulletins. Maybe because of the lacking of a specific literature about designing and how this kind of mechanism works, brazilian industries have not yet developed a true national design. This mechanism has many application in the industrial, mobile and aeronautical area. How important this work is can be justified by the conquering of this technology in a world where only foreign industries have it. Calculating and drawing are not sufficient steps to have a machine running and are not a guarantee of success in the market too. That is why a detailed study, besides a discussing with machine operators and industry engineers, was conducted in order to obtain better machining and assembling processes. This step must be considered as important as necessary. Therefore in developing this work, at first, the pumps available in the market are described and so are the servomechanisms applied to other machines, such as the power steering ones. The work itself presents every component of the servo in detailed 2D and 3D drawings in order to explain the ways of running and assembling.

KEYWORDS: Servomechanism, hydraulic, axial pistons, swashplate

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	ASPECTOS GERAIS	18
1.2	OBJETIVOS	18
1.2.1	Objetivo Geral	18
1.2.2	Objetivos Específicos.....	18
1.3	MOTIVAÇÃO E POSSÍVEIS CONTRIBUIÇÕES	18
1.4	METODOLOGIA.....	19
1.5	SERVOMECANISMOS NO MERCADO VERSUS TRABALHO REALIZADO	20
1.6	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS	22
2.2	RETROSPECTO HISTÓRICO DAS BOMBAS.....	25
2.3	SISTEMA HIDRÁULICO.....	29
2.4	CAMPO DE APLICAÇÃO DA HIDRÁULICA.....	31
2.5	CARACTERÍSTICAS DOS SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	33
2.6	TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA.....	34
2.7	CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS HIDROSTÁTICAS	36
3	FUNCIONAMENTO DA BOMBA SWASHPLATE E SUA PLACA VARIÁVEL.....	38
3.1	ABORDAGEM GERAL.....	38
3.2	CENTRO DE GIRO DA SWASHPLATE	43
3.3	PLACA SWASHPLATE	45
4	SERVOMECANISMOS	47
4.1	INTRODUÇÃO.....	47
4.2	DIREÇÃO HIDRÁULICA INTEGRADA.....	52
4.3	DIREÇÃO HIDRÁULICA DE CREMALHEIRA	56
4.4	EXEMPLOS DE DIREÇÕES HIDRÁULICAS COMERCIAIS	58

4.5	SERVOMECANISMOS DE UMA BOMBA SWASHPLATE DE VAZÃO VARIÁVEL	61
5	MODELAGEM DO SERVO MECANISMO.....	64
6	CONCLUSÃO.....	82
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	84

LISTAS DE FIGURAS

FIGURA 01 -	Parafuso de Arquimedes – I	26
FIGURA 02 -	Bomba de Arquimedes - II	26
FIGURA 03 -	Bomba de Ctesibus	27
FIGURA 04 -	Bomba de Newcomen: Sucção	28
FIGURA 05 -	Bomba de Newcomen: Descarga.....	28
FIGURA 06 -	Sistema Hidráulico.....	30
FIGURA 07 -	Representação Esquemática de Uma Bomba	31
FIGURA 08 -	Transformação de Energias no Sistema Hidráulico	35
FIGURA 09 -	Máquina hidrodinâmica $\Delta P \times \Delta Q$	36
FIGURA 10 -	Máquina hidrostática $\Delta P \times \Delta Q$	36
FIGURA 11 -	Classificação das Máquina Hidrostáticas	37
FIGURA 12 -	Desenho da Bomba Swashplate Variável em Corte	38
FIGURA 13 -	Partes Rotativas da Bomba Swashplate	39
FIGURA 14 -	Conjunto Placa swashplate e Pistões	40
FIGURA 15 -	Vista Explodida do Conjunto Placa Swashplate e Placas	41
FIGURA 16 -	Plano Pontos Mortos e Plano do Centro das Cabeças Esféricas ..	42
FIGURA 17 -	Placa Swashplate na posição de vazão zero	43
FIGURA 18 -	Centro de Giro da Placa Swashplate	44
FIGURA 19 -	Posições da Swashplate em Relação ao Centro de Giro	45
FIGURA 20 -	A Placa Swashplate e o Mecanismo de Giro em 3D	46
FIGURA 21 -	Componentes da direção hidráulica	49
FIGURA 22 -	Direção hidráulica na posição neutra.....	50
FIGURA 23 -	Direção hidráulica acionada para a direita	51
FIGURA 24 -	Direção hidráulica integrada	53
FIGURA 25 -	Posicionamento da direção hidráulica integrada	54
FIGURA 26 -	Posição neutra da direção hidráulica integrada	54
FIGURA 27 -	Direção hidráulica integrada em ação - esquerda.....	55
FIGURA 28 -	Direção hidráulica integrada em ação - direita.....	56
FIGURA 29 -	Direção hidráulica – cremalheira – carretéis reversos	57

FIGURA 30 -	Direção hidráulica – cremalheira – válvula rotativa.....	57
FIGURA 31 -	Vista explodida de direção hidráulica Ford com barra de torção.....	58
FIGURA 32 -	Corte de direção hidráulica Saginaw com mola de compressão	59
FIGURA 33 -	Detalhe do funcionamento com mola de compressão-posição neutra.....	60
FIGURA 34 -	Detalhe de funcionamento com mola de compressão – posição acionada.....	60
FIGURA 35 -	Corte parcial da direção Saginaw com válvula rotativa.....	61
FIGURA 36 -	Servocomando da Bomba Swashplate vazão Variável do mercado	62
FIGURA 37 -	Conjunto bomba swashplate vazão variável e plano dos pontos mortos.....	66
FIGURA 38 -	Elementos do servomecanismo	67
FIGURA 39 -	Parâmetros iniciais para desenvolver o servomecanismo	68
FIGURA 40 -	Parâmetros iniciais dos furos e carretel da servoválvula	69
FIGURA 41 -	Placa swashplate com $\alpha = 18^\circ$ e mecanismo de barras e carretel...	70
FIGURA 42 -	Placa swashplate com $\alpha = 0^\circ$ e mecanismo de barras e carretel.....	70
FIGURA 43 -	Placa swashplate com $\alpha = -18^\circ$ e mecanismo de barras carretel...	71
FIGURA 44 -	Atuação das barras no movimento do carretel	72
FIGURA 45 -	Mola espiral, anel O-ring, anel elástico e suporte da mola	73
FIGURA 46 -	Modelagem 3D do servocomando	74
FIGURA 47 -	Servocomando acoplado ao eixo da bomba com $\alpha = 18^\circ$	75
FIGURA 48 -	Servocomando acoplado ao eixo da bomba com $\alpha = 0^\circ$	75
FIGURA 49 -	Servocomando acoplado ao eixo da bomba com $\alpha = -18^\circ$	76
FIGURA 50 -	Válvula de retenção em 2D e 3D.....	77
FIGURA 51 -	Válvula de retenção e bomba de carga na posição de montagem ..	78
FIGURA 52 -	Válvula de alívio e meia-lua.....	79
FIGURA 53 -	Detalhes da meia-lua e válvula de alívio	80
FIGURA 54 -	Conjunto bomba swashplate e servo comando – lado A.....	80
FIGURA 55 -	Conjunto bomba swashplate e servo comando – lado B.....	81

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS GERAIS

A hidráulica possui um papel importante na história da humanidade, desde as rodas d'água primitivas até os dias atuais. A utilização energética de fluidos vem sendo explorada pelo homem há mais de 2.000 anos, contribuindo de forma relevante para o desenvolvimento técnico de sociedades. Atualmente, sistemas hidráulicos são utilizados em larga escala em vários segmentos de atividade, “da extração mineral a indústria aeroespacial, bem como em aplicações de uso cotidiano, como em veículos de transporte e passeio, equipamentos odontológicos e médicos, construção civil, etc” (LINSINGEN, 2003).

Com a constante evolução tecnológica, tem-se no mercado a intensa necessidade de se desenvolver técnicas de trabalho que possibilitem ao homem o aprimoramento nos processos e a busca da qualidade. Para se buscar a otimização dos processos, faz-se uso da junção dos meios de transmissão de energia tais como: mecânica, elétrica, pneumática, hidráulica, etc.

Experiências têm mostrado que a hidráulica vem se destacando e ganhando espaço como um meio de transmissão de energia nos mais variados segmentos do mercado. Amplas áreas de automatização foram possíveis com a introdução de sistemas hidráulicos para controle de movimentos.

Para um conhecimento e estudo da energia hidráulica precisamos inicialmente entender o termo hidráulica. O termo hidráulica derivou-se da raiz grega Hidro, que tem o significado de água, por esta razão entendem-se por hidráulica todas as leis e comportamentos relativos à água ou outro fluído, ou seja, é o estudo das características e uso dos fluidos sob pressão.

Definimos máquina como um transformador de energia, sendo uma das energias o trabalho mecânico. As máquinas aparecem sempre em grupos constituídos de *motor* e *gerador*. O motor recebe uma modalidade de energia disponível e a transforma em trabalho mecânico que é aproveitado pelo gerador para obtenção da modalidade de energia desejada. Dentre as diversas categorias de máquinas, existe uma em que o

meio operante é um fluido, a qual denominaremos simplesmente de Máquinas Hidráulicas (ZULCY, 1980).

Segundo Edgington (1969), as bombas representam o coração de um sistema hidráulico e são utilizadas para converter energia mecânica em energia hidráulica.

Todas as bombas de pistões operam baseadas no princípio de que, se um pistão produz um movimento retilíneo alternado dentro de um cilindro, esta ação mecânica admitirá o fluido num sentido e o expelirá no sentido contrário.

A bomba de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável é uma das mais utilizadas atualmente dentre os vários tipos existentes no mercado e para pressões nominais em torno de 400 bar. Aplicações onde se requer pouca variação do fluxo utilizam-se bombas de palhetas, as quais, no entanto, são de pressão máxima limitada. E quando há possibilidade de variar a rotação da máquina motora, com a finalidade de variar a vazão, pode-se dispor de bombas de engrenagens, de lóbulos, etc. Bombas de pistões axiais de vazão variável de eixo inclinado fazem praticamente o mesmo papel que o tipo swashplate. Entretanto, a preferência tem recaído sobre bombas swashplate tendo em vista a facilidade de manutenção em relação aquelas de eixo inclinado.

O motivo do desenvolvimento deste trabalho deve-se principalmente ao fato de que todas as bombas de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável utilizadas no Brasil são importadas, ou seja, o Brasil ainda não desenvolveu um projeto para este tipo de equipamento. Portanto, conquistar esta tecnologia é uma necessidade para que possamos ter uma independência dos países fornecedores deste tipo de equipamento.

Neste trabalho será apresentado um complemento para o desenvolvimento de uma bomba de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável, isto é, o mecanismo que possibilitará esta bomba de variar a sua vazão. Daí o título deste trabalho: “MODELAMENTO DE UM SERVO MECANISMO PARA O ACIONAMENTO DA PLACA SWASHPLATE DE UMA BOMBA DE PISTÕES AXIAIS DE VAZÃO VARIÁVEL”.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Desenvolver o modelamento de um servomecanismo para um bomba de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável a qual foi projetada e construída como trabalho de tese de doutorado do aluno Glauco José Rodrigues de Azevedo e que faz parte de uma pesquisa conduzida dentro da FEG – UNESP.

1.2.2 Objetivos Específicos

- ✓ Desenvolver dentro do Campus da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP, o modelamento em 3D do servomecanismo para uma bomba de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável existente neste campus;
- ✓ Elaborar uma metodologia para o desenvolvimento do modelamento deste servomecanismo;
- ✓ Analisar por intermédio de um software CAD 3D as possíveis interferências e colisões entre os mecanismos;
- ✓ Numa etapa posterior, dentro do programa de pesquisa, usinar, montar e testar este mecanismo na bomba swashplate variável.

1.3 MOTIVAÇÃO E POSSÍVEIS CONTRIBUIÇÕES

A principal motivação para o presente trabalho foi a ausência de uma tecnologia nacional específica para desenvolvimento deste servomecanismo. Através de uma pesquisa verificou-se que existem aproximadamente muitas empresas que detêm a tecnologia para a fabricação deste tipo de equipamento, tais como, Sundstrand, Rexroth, Danfoss, Parker, Vickers, Caterpillar, Abex-Denison, Eaton, Liebherr, Kawsaki, etc. Ora, se as bombas produzidas por todas essas empresas são absorvidas

pelo mercado mundial, por que o Brasil não poderia também fazer parte deste grupo? Sabemos, entre outras coisas, que várias empresas brasileiras, como por exemplo a Liebherr do Brasil, utilizam este tipo de equipamento em seus produtos.

Uma contribuição esperada deste trabalho é a obtenção do conhecimento para a fabricação deste mecanismo acoplado à bomba utilizando uma tecnologia nacional e assim tornar o Brasil independente dos países que atualmente são fornecedores deste tipo de equipamento.

1.4 METODOLOGIA

A metodologia utilizada para a realização das várias etapas deste trabalho foi a:

- ✓ **Pesquisa bibliográfica:** desenvolvida com a finalidade de se obter o maior número de informações possíveis sobre este tipo de mecanismo. Através da análise minuciosa dos catálogos de fabricantes é possível verificar os desenhos em corte e entender o funcionamento dos mecanismos. Também foram realizadas visitas nas bibliotecas da UNESP, UNIFEI e do ITA, assim como sites da internet, com o objetivo de levantar a literatura existente sobre este tipo de equipamento.
- ✓ **Pesquisa tátil-visual:** onde vários mecanismos são desmontados para se estudar os tipos de usinagem, graus de acabamento das peças, mecanismos de funcionamento, materiais utilizados, tipos de vedação, tipos de conexões, tipos de acoplamentos etc. Esta etapa é importante, pois a utilização de informações sobre máquinas já existentes, racionaliza o tempo e condiciona a confiabilidade de determinadas peças. Esta etapa, para este trabalho, foi realizada no laboratório da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP e na empresa Liebherr do Brasil, em Guaratinguetá;
- ✓ **Pré-dimensionamento:** os primeiros cálculos são desenvolvidos utilizando os dados iniciais de projeto, ou seja, vazão da bomba de carga e seu posicionamento na bomba swashplate, localização do mecanismo na bomba swashplate, assim como detalhes sobre a placa swashplate e pistões para seu acionamento;

- ✓ **Fase desenho – cálculo – desenho:** é a etapa mais longa do trabalho. Nesta fase o desenho é iniciado utilizando-se os cálculos preliminares e as decisões sobre cada elemento de máquina a ser utilizado. Em seguida, é necessário parar o desenho, pois faltam dados para a sua continuidade. Deve-se, então, voltar aos cálculos. De posse das novas informações pode-se regressar ao desenho. Este processo é dinâmico e iterativo continuando até a finalização do desenho de conjunto;
- ✓ **Modelagem em CAD 3D:** Paralelamente à determinação de cada elemento é desenvolvido o modelamento em 3D.

1.5 SERVOMECANISMOS DO MERCADO VERSUS TRABALHO REALIZADO

Para o desenvolvimento deste trabalho foi utilizado como principal referência o mercado. Os pontos mais relevantes que diferem este trabalho daqueles do mercado, são:

- a) Os servomecanismos existentes no mercado são apresentados apenas em cortes e, algumas vezes, com pouca explicação sobre o seu funcionamento;
- b) Os servomecanismos do mercado não apresentam detalhes em 3D, como é esperado, e muito menos sobre peças padronizadas utilizadas;
- c) Os servomecanismos do mercado não apresentam desenhos em CAD 3D;
- d) Este trabalho analisa os mecanismos da máquina e suas possíveis interferências utilizando os recursos de CAD 3D;
- e) Este trabalho analisa cada elemento padronizado visando a sua exequibilidade e sua viabilidade econômica. Para isso, foi dada uma atenção especial nos processos de usinagem e nos elementos utilizados neste equipamento durante o modelamento, tais como, anéis elásticos e anéis O-rings;
- f) Este trabalho apresenta como objetivo não o mercado atual, mas conquistar independência tecnológica no desenvolvimento deste tipo de equipamento visando, para o nosso país, atingir o mercado no futuro.

1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

Capítulo 1 - Introdução.

O presente capítulo aborda a relevância do tema escolhido, bem como os objetivos pretendidos, as contribuições e a metodologia utilizada.

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica.

Discorre-se neste capítulo sobre a revisão bibliográfica, que trata dos conceitos principais relativos ao trabalho. Faz-se inicialmente uma abordagem a respeito do sistema hidráulico com suas principais características. Também é feita uma referência sobre o histórico e os tipos de servomecanismos.

Capítulo 3 – Funcionamento da bomba swashplate de vazão variável. Neste capítulo é descrito o funcionamento desta bomba, apresentando de forma detalhada, pois os principais componentes do servomecanismo são componentes dela.

Capítulo 4 – Servomecanismos

Neste capítulo é apresentado os principais tipos de servomecanismos existentes no mercado focalizando as direções hidrostáticas e um servomecanismo de uma bomba do mercado.

Capítulo 5 – Modelagem do servomecanismo

Neste capítulo são apresentados os dados para iniciar o modelagem assim como uma sequência passo a passo mostrando como cada peça foi desenvolvida.

Capítulo 6 - Por último, são apresentadas no capítulo 6 as conclusões a respeito do trabalho desenvolvido.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Fontes bibliográficas relacionadas aos servomecanismos hidráulicos podem ser encontradas em livros, manuais, dentre outros, que referenciam estes dispositivos de forma simplista, restringindo-se unicamente em explicar de forma sucinta os princípios de funcionamento. Deve-se observar que, com referências aos servomecanismos, neste estudo poucas fontes bibliográficas de livros atuais foram encontradas. A maior parte deste assunto encontra-se em catálogos de fabricantes e apostilas de cursos que são ministrados por empresas.

Com relação à parte de desenvolvimento deste servomecanismo, pouco se encontra nas referências bibliográficas. É dada mais ênfase ao funcionamento de alguns de seus componentes com respeito ao caminho seguido pelo óleo sem considerar o conjunto.

Brunell (1970) ressalta a atenção para o estudo dos chamados servo cilindros hidráulicos explicando sucintamente o seu funcionamento. Analisa apenas do ponto de vista do técnico que dá ênfase a sua operação e não do engenheiro projetista que necessita de informações quer de ábacos, tabelas, gráficos ou equações.

Fawcett (1970) apresenta importantes informações para a realização deste trabalho. Descreve também alguns exemplos práticos. Analisa métodos de controle assim como descreve dispositivos copiadores utilizados em máquinas ferramentas. Mostra também a história do desenvolvimento das servoválvulas elétricas para fins militares, assim como vários exemplos de aplicação. Embora muito resumidamente, apresenta um exemplo de um servomecanismo exatamente como aquele objeto deste trabalho.

Moreira (1995), um manual do SENAI destinado a fornecer informações relativas a comandos hidráulicos para profissionais ligados à manutenção de veículos automotores é uma excelente fonte de informações para o projetista. Descreve os fundamentos básicos da hidrostática e hidrodinâmica, assim como, através de muita ilustração e fotos em corte, explica muito bem o funcionamento da bombas e motores

hidrostáticos utilizados na linha móbil. Elementos dos circuitos hidráulicos, tais como, cilindros, válvulas de retenção, válvulas controladoras de fluxo, válvulas controladoras de pressão, válvulas de controle direcional e acessório são muito bem apresentados. Como parte que interessa a este trabalho são apresentados os sistemas hidráulicos automotivos: direções hidráulicas, transmissões automáticas e transmissões hidrostáticas. Todos esses assuntos muito ajudam no entendimento deste trabalho.

Motor's auto repair(1962), que é uma publicação das fábricas americanas de automóveis, acrescenta outras informações muito importantes para este estudo. Nesta literatura pode-se encontrar muitas fotos em corte de servomecanismos utilizados em direção hidráulica automotiva assim como em vistas explodidas. Apresenta com riqueza de detalhes direção hidráulica com “ barra de torção” utilizado pela Ford, assim como os tipos “offset”, in-line e “válvula rotativa” utilizados pela Saginaw. Esta fonte fornece uma variedade de informações de extrema importância para o desenvolvimento do modelamento do servomecanismo para a bomba swashplate de vazão variável. Mesmo assim, faltam ainda muitos dados para o desenvolvimento do modelamento deste tipo de mecanismo.

Por outro lado, fontes de literatura relativas a elementos de máquinas também são de vital importância para o desenvolvimento de qualquer projeto mecânico. Sendo assim, algumas fontes importantes relativas a elementos de máquinas e filosofia de projeto devem ser citadas.

Shigley (1996) aborda praticamente todos os elementos de máquinas tais como, eixos, molas, vedadores e etc. Trata também dos circuitos hidráulicos utilizando vários gráficos de vazão x tempo e de pressão x tempo. Isto é de fundamental importância para a formação básica quando se trata de projetos hidráulicos. Esta obra trata também de forma bastante clara os assuntos referentes aos mecanismos de uma forma geral, o que é de grande importância para o projetista.

Krutz (1999) aborda a filosofia de projeto onde é mencionado a viabilidade econômica e a importância da experiência do projetista. Mostra que o engenheiro projetista deve ter capacidade de usar métodos analíticos, empíricos e criativos.

Três tipos de projetos são discutidos:

- a) Projeto transicional – neste caso um projeto básico é melhorado aos poucos pelo uso de refinamentos detalhados, geralmente através de técnicas como elementos finitos e modelagem em computador.
- b) Projeto extensional – um procedimento extrapolativo é usado para aumentar a capacidade de projetos que já funcionam bem.
- c) Projeto original – um projeto substancialmente original é desenvolvido. A originalidade é julgada pelo grau de cópia. Quanto menos um projeto lembra o projeto existente, mais original ele é.

O exemplo de um projeto transicional pode ser o remodelamento de um tanque de combustível, melhorando sua resistência ao impacto. Um exemplo de um projeto extensional pode ser o projeto de um trator de esteiras maior que os existentes. Como sempre é citado, o projeto original refere-se ao de King Gillette, que desenvolveu uma lâmina de barbear descartável quando apenas lâminas fixas existiam.

O desenvolvimento de qualquer projeto necessita de uma perfeita consonância entre a engenharia de projetos e a produção propriamente dita. De acordo com Krutz (1999), “se as idéias não são completamente bem entendidas, o projeto deveria ser cancelado e uma boa idéia engavetada”.

A comunicação de um projeto começa com o desenho. O desenho necessita apresentar um bom “layout” para que ele possa ser facilmente interpretado. Técnicas de CAD 2D e 3D têm substituído o desenho de prancheta em praticamente todas as empresas.

Krutz (1999) também mostra claramente, usando gráficos, como é importante o grau de acabamento das peças na resistência à fadiga. Faz também uma boa análise sobre os vários tipos de bombas hidrostáticas.

Krutz ainda evidencia que a experiência pode de alguma forma, ser substituída pelos cálculos como mostra o sucesso dos inventores e mecânicos na construção de máquinas utilizadas no dia a dia. Contudo, seus projetos podem ser ainda melhorados pela habilidade de engenheiros. “Engenheiros não têm monopólio na inventividade e ingenuidade requeridas de um bom projetista”.

Mott (1999) analisa muito bem os procedimentos de projeto, as habilidades necessárias do projetista e a avaliação do projeto. Mostra também a integração dos elementos de máquina no desenvolvimento de projetos mecânicos. Analisa um ponto importante que se refere aos padrões mais utilizados, os chamados “padrões preferidos”.

Juvinall (1991) é muito usado como livro texto nos cursos de engenharia mecânica e como referência para os engenheiros. Este livro chama atenção aos três aspectos mais significantes da engenharia: segurança, ecologia e significado social. Em outra seção, refere-se à aplicação dos elementos de máquinas. Mostra que muitas vezes informações empíricas devem ser usadas e que um bom senso deve ser levado em consideração. Expõe também que problemas encontrados no desenvolvimento de um projeto raramente têm uma única solução correta.

Nada melhor que desenhos completos, cortes, esquemas e fotos para a compreensão dos assuntos referentes a elementos de máquinas: esta metodologia é apresentada nesta fonte de maneira clara e objetiva.

2.2 RETROSPECTO HISTÓRICO DAS BOMBAS

O homem tem procurado usar a energia dos fluidos, água e vento, desde longa data. A roda d'água foi uma das primeiras máquinas, pelo que se tem notícias, construída pelo homem para obter energia, isto por volta de 200 AC, e até hoje utiliza-se esta máquina. Principalmente no século XIX quando se precisou muito substituir o esforço humano para a produção de alimentos, as rodas d'água foram muito utilizadas em moinhos para obtenção da farinha de trigo. Na Itália, ainda hoje, existem ruínas de catorze rodas d'água, colocadas em série em uma montanha, sete de cada lado, para o acionamento de moinhos de trigo. Entretanto estas rodas sofreram evoluções, ou melhor, foram substituídas por turbinas, nas quais se conseguiu aumentar significativamente a potência individual de cada máquina, através do aumento das quedas disponíveis.

Outra fonte importante de geração de energia no passado foram os assim chamados moinhos de vento, que usavam a energia dos ventos, ou energia eólica.

Essas máquinas, atualmente chamadas de turbinas eólicas, tiveram uma grande evolução tecnológica (LINSINGEN, 2003).

No segundo século antes do nascimento de Cristo, Arquimedes, grande sábio grego, idealizou e construiu um parafuso de rosca larga e colocou-o no interior de um cilindro; no topo, para poder fazer girar o parafuso, Arquimedes conectou uma manivela (Figuras 01 e 02). Este dispositivo foi largamente usado para elevar água pelos egípcios. Tinha a vantagem de ser portátil, podendo ser facilmente transportado de um lugar para outro.

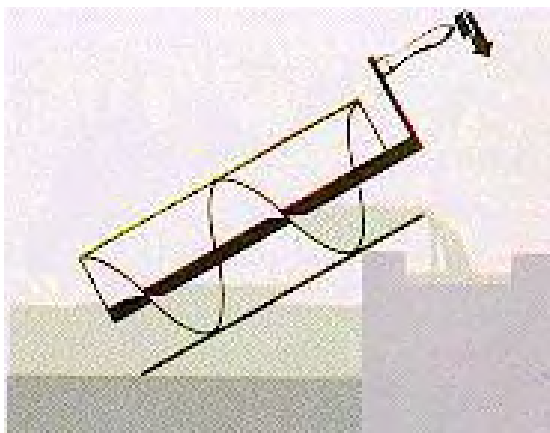


Figura 1 - Parafuso de Arquimedes - I

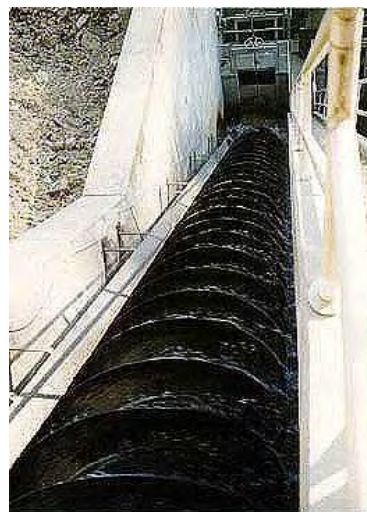


Figura 2 - Parafuso de Arquimedes - II

Arquimedes ainda enunciou os primeiros princípios da hidrostática, abrindo assim o espírito humano para um imenso campo de deduções.

Mas, nessa área, o grande invento ocorrido na antiguidade foi a bomba de pistão idealizada pelo matemático grego Ctesibus, provavelmente cerca de 250 anos A.C. Essa bomba só veio a ser construída mais tarde por seu discípulo Hero de Alexandria. Essa bomba (Figura 3), segundo descrição no livro do arquiteto italiano Vitruvius, tinha dois cilindros com pistões conectados a alavancas e um eixo transversal. O acionamento era feito com uma roda d'água.

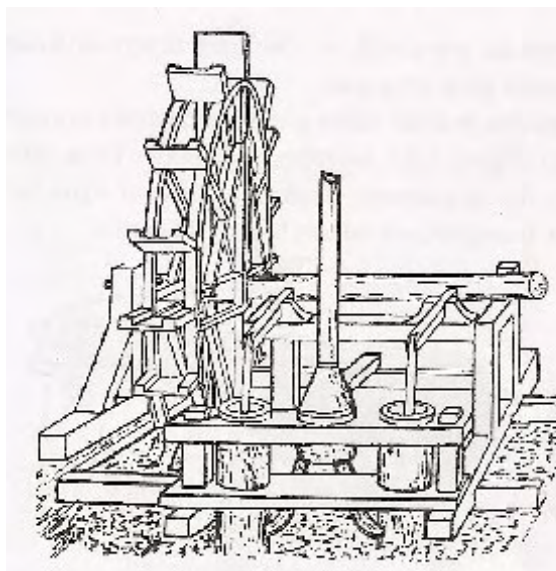


Figura 3 - Bombade Ctesibus

Vitruvius ainda cita que as bombas de êmbolo foram usadas no império romano, nos tempos de César Augusto (LIMA, 2003).

Os grandes destaques do final do século XVII ficaram por conta do desenvolvimento dos acionadores para as bombas de pistão. Nesta época Newcomen construiu um mecanismo prático composto de um cilindro e um pistão capaz de produzir um movimento alternado através da criação do vácuo pela condensação do vapor no interior do cilindro. Newcomen passou vários anos realizando experiências com ajuda do mecânico John Caley, e em 1705, eles patentearam o “motor atmosférico a vapor”. O vapor era apenas um agente intermediário usado para criação do vácuo, pois a fonte de energia era a pressão atmosférica.

O motor de Newcomen e Caley foi largamente empregado para acionar uma bomba de pistão. O movimento alternado do pistão deslocava uma haste ligada a extremidade de uma alavanca que, por sua vez, transmitia o movimento para outra extremidade na qual estava presa a haste da bomba (Figuras 4 e 5).

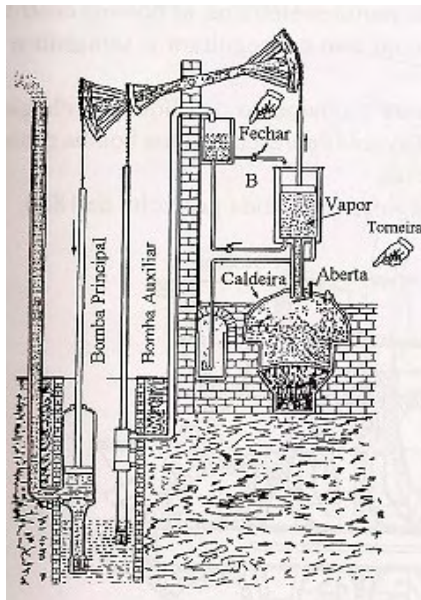


Figura 4- Bomba de Newcomen - sucção

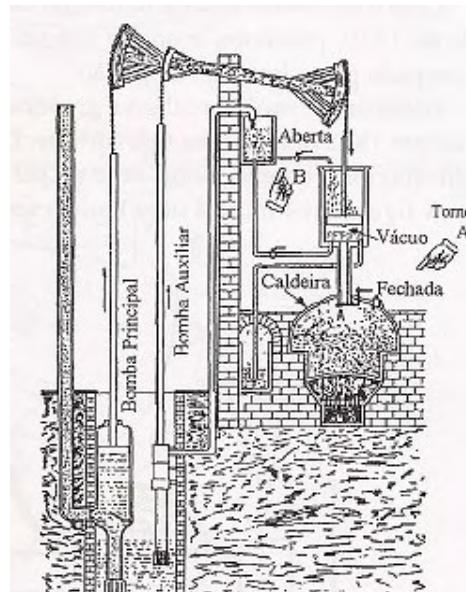


Figura 5 - Bomba de Newcomen- descarga

Seu princípio de funcionamento era o seguinte: o vapor produzido por uma caldeira era enviado para o cilindro. Quando se abria a torneira A, o vapor forçava o pistão a se movimentar para cima (Figura 4). A rigor, com a pressão do vapor era pequena, o que mais contribuía para puxar o pistão para cima era o peso da haste da bomba. A seguir, fechava-se a torneira A e, ao mesmo tempo, abria-se a torneira B, que borrifava água no interior do cilindro, condensando o vapor existente em seu interior e criando o vácuo. Nessas condições, a pressão externa do ar forçava o pistão a se deslocar para baixo (Figura 5). Era o curso de força e de aspiração de água

Mas o motor de Newcomen e Caley tinha uma grande deficiência: a vedação entre o pistão e o cilindro era precária devido à aspereza das superfícies. Tentaram minimizar o problema instalando uma gaxeta de couro no pistão.

O motor atmosférico de Newcomen e Caley tinha a desvantagem de consumir muito combustível e o material se desgastava com pouco tempo de uso.

Para finalizar as citações da história das bombas, merece registrar o surgimento na Alemanha durante a segunda guerra mundial, as bombas centrífugas de alta rotação. Sua primeira aplicação em escala comercial aconteceu em 1959. Foi utilizada no avião Boeing 707.

Na época moderna, as bombas hidráulicas desempenham um papel importantíssimo. Sob o ponto de vista industrial, como máquinas, elas ocupam o segundo lugar em importância, perdendo apenas para outra máquina, o motor elétrico. Cabe mencionar, como exemplo, o papel que desempenham as bombas hidráulicas no campo do abastecimento público de água.

2.3 SISTEMA HIDRÁULICO

Segundo Linsingen (2003), “um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos”.

Em todo sistema hidráulico, sempre existe energia mecânica disponível na entrada assim como energia mecânica disponível na saída do sistema. Então, por que transformar energia mecânica em energia mecânica, e além disso, com perdas?. Porque a energia mecânica de entrada do sistema não tem controle preciso de torque ou velocidade, ou rotação, ao passo que a energia mecânica de saída tem. Além disso, nas máquinas motoras a energia mecânica de saída pode ser extremamente compacta. Nesta máquina utiliza-se uma mangueira flexível para a transmissão de energia hidráulica através do fluido. Este transporte de energia mecânica através do fluido significa que se não se utilizasse o fluido sob pressão através de mangueiras, seria muito difícil fazer o transporte da energia mecânica através de eixos. Um exemplo muito utilizado é o caso das betoneiras veiculares. Nelas a energia mecânica disponível na frente do caminhão, no eixo do motor diesel, é transformada em energia hidrostática, ou hidráulica, através da bomba de vazão variável; em seguida é transmitida, através da mangueiras, até o motor hidrostático da betoneira. Se não se utilizasse este sistema hidráulico ficaria bem mais difícil o transporte da energia mecânica disponível no eixo do motor diesel do caminhão e, além disso, o controle de rotação da betoneira, assim como o seu sentido, ficariam comprometidos. A Figura 6 ilustra este sistema hidráulico.

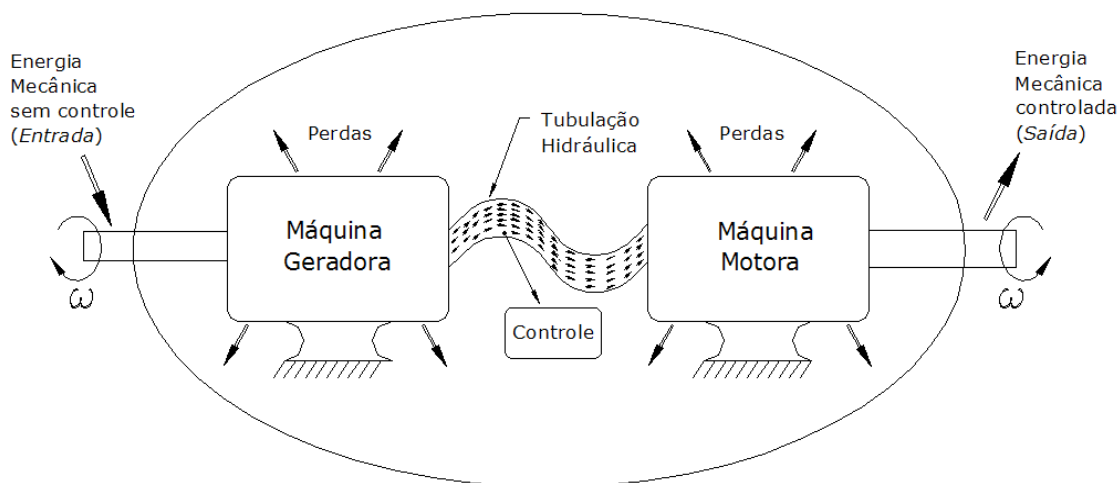


Figura 6 - Sistema hidráulico

O sistema hidráulico básico, além das máquinas motoras ou geradoras que sempre trabalham em grupos e interligadas, possuem necessariamente outros componentes, cada qual com características operacionais próprias. Esses componentes são válvulas, conexões, tubulações, etc.

Dentro essa ótica, as bombas, os compressores, os ventiladores, etc. são enquadrados na categoria de máquinas geradoras. Por outro lado, os motores elétricos, motores de combustão interna, as rodas d'água, etc., pertencem as categorias das máquinas motoras.

A entrada de energia no sistema ocorre normalmente pela conversão de energia elétrica, térmica, ou hidráulica em energia mecânica através de um motor elétrico, motor de combustão interna, ou uma turbina hidráulica respectivamente.

Então, diante destas informações, conclui-se que bombas são máquinas que transformam o trabalho mecânico recebido de uma fonte externa em energia de pressão ou em energias de pressão e de velocidade, transferindo-as para um líquido, a fim de promover o seu escoamento.

Entretanto, convém lembrar que nem todo o trabalho mecânico recebido pela bomba é transferido para o líquido sob as formas de pressão e de velocidade, porque as resistências passivas consomem uma pequena parcela desse trabalho. Essas resistências passivas são chamadas de perdas internas, conforme mostra a Figura 7 (LIMA, 2003).

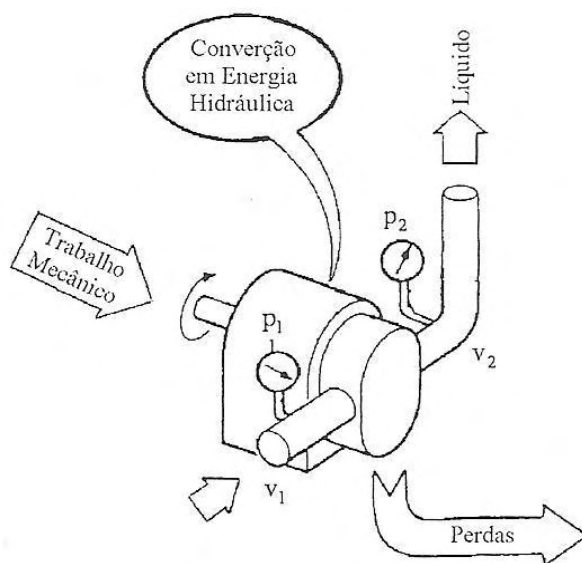


Figura 7 - Representação esquemática de uma bomba

As perdas ocorrem principalmente na forma de calor, pois esta é a forma degradada das outras energias envolvidas nas transformações. No caso do sistema hidráulico a maior parcela das perdas de energia ocorrem nas unidades de controle do sistema pela transferência de calor ao fluido.

2.4 CAMPO DE APLICAÇÃO DA HIDRÁULICA

Atualmente, em função dos esforços de desenvolvimento tecnológico, os sistemas hidráulicos encontram aplicação em praticamente todos os segmentos, iniciando na extração mineral até a indústria aeroespacial, bem como em aplicações de uso cotidiano, como em veículos de transporte e passeio, equipamentos odontológicos e médico-hospitalares, construção civil, etc.

Procurando dar uma noção da abrangência da aplicabilidade dos sistemas hidráulicos, apresentam-se alguns exemplos de aplicação, subdivididos em seis grupos:

a) Hidráulica industrial:

- Máquinas para cerâmica e para madeira;
- Máquinas operatrizes, máquinas injetoras;
- Prensas hidráulicas, maquinaria pesada;

- Robôs industriais, máquinas de precisão, simuladores de automóveis;

b) Siderurgia, engenharia civil, geração de energia e extração mineral:

- Laminadores, transportadores;
- Controle de fornos e de lingotamento;
- Comportas e represas;
- Mancais e controladores de turbinas;
- Equipamentos para pontes móveis;
- Equipamentos de mineração e exploração de petróleo;

c) Hidráulica móbil:

- Máquinas de terraplanagem;
- Máquinas agrícolas e *off-road* em geral;
- Veículos de transporte e passeio;

d) Hidráulica para aplicações navais:

- Guindastes de convés, controladores de leme;
- Operação de redes em barcos de pesca controle de tanques de descarga de navios;

e) Aplicações técnicas especiais:

- Controle de aeronaves (lemes, *flaps*);
- Trens de aterrissagem, simuladores de vôo, operação de antenas e telescópios;
- Direcionadores de foguetes, bóias de sinalização, disjuntores de centrais elétricas;

f) Aplicações gerais:

- Equipamentos odontológicos e hospitalares;
- Processadores de lixo urbano;

- Oficinas e postos de serviços de veículos;
- Manutenção de redes elétricas;

2.5 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA HIDRÁULICO

Os sistemas hidráulicos possuem características que os tornam especialmente recomendados para uma série de aplicações. No entanto, apresentam também limitações que devem ser consideradas quando da escolha do tipo de sistema a ser empregado, principalmente se a aplicação específica for compatível com sistemas mecânicos, elétricos ou pneumáticos.

Algumas características relevantes são listadas a seguir:

- ✓ Baixa relação peso/potência, ou seja, transmissão de grandes forças e torques elevados com dimensões relativamente reduzidas. Para aplicações aeronáuticas, é de fundamental importância à economia de peso e volume para uma dada potência, de modo que a relação potência/peso deve ser a mais alta possível.
- ✓ Resposta rápida a partida e inversão de movimento sob carga, devido aos baixos momentos de inércia.
- ✓ Possibilidade de variação contínua de força e velocidade nos atuadores lineares e de torque e rotação nos atuadores rotativos, por meio de controle ou ajuste.
- ✓ Sistemas adequados tanto para o controle de processos em que o movimento é rápido quanto para os de movimento de precisão extremamente lento.
- ✓ Segurança eficaz contra sobrecargas através do uso de válvulas controladoras de pressão, evitando danos ao sistema.
- ✓ Componentes lubrificados pelo próprio fluido de trabalho.
- ✓ Capacidade de armazenamento de energia de forma relativamente simples, por meio de acumuladores hidropneumáticos.
- ✓ Possível combinação com sistemas mecânicos, elétricos e pneumáticos.
- ✓ Possibilidade de utilização de sistemas em condições ambientais adversas, desde que tomados os devidos cuidados construtivos.

As principais limitações dos sistemas hidráulicos são, basicamente, as seguintes:

- ✓ Custo elevado em relação aos sistemas mecânicos e elétricos compatíveis.
- ✓ Perda de potência (baixo rendimento) devida à dissipação de energia por atrito viscoso, isto é, perdas de carga nas canalizações e componentes, o que limita a velocidade do fluido e, como consequência a velocidade dos atuadores hidráulicos.
- ✓ Perdas por vazamentos internos e possibilidade de vazamentos externos, devidos a folgas, que diminuem a eficiência dos sistemas e comprometem a precisão dos movimentos.
- ✓ A presença de ar no sistema, na forma de ar livre, provoca movimentação não uniforme e pulsante dos atuadores, devido à grande compressibilidade do ar.

2.6 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA NUM SISTEMA HIDRÁULICO

As principais funções dos sistemas hidráulicos são as seguintes:

- conversão de energia de uma forma (por exemplo, elétrica) em energia mecânica útil.
- Controle de energia.

O sistema recebe como entrada energia elétrica, ou hidráulica, ou de combustível a qual é convertida em energia mecânica através de um motor. Em seguida, esta energia mecânica é convertida em energia hidráulica pela bomba hidráulica. A energia hidráulica transferida ao fluido passa por válvulas, conexões e em seguida é transmitida ao motor hidráulico, ou cilindro hidráulico que realiza a conversão desta energia em energia mecânica novamente, expressa em termos de força e velocidade. Num sistema hidráulico, portanto, sempre vai existir uma fonte de energia mecânica. Esta energia é a saída do sistema e é utilizada em acionamentos mecânicos para diversos fins

Em todas as transformações de energia ocorridas num sistema hidráulico, existirão perdas. As formas de energia presentes no processo de conversão realizado por um sistema hidráulico, ou melhor hidrostático, podem ser discriminadas pela aplicação do princípio de conservação de energia, como mostrado na Figura 8. É muito importante observar nesta Figura que um sistema hidrostático não é constituído somente de uma

bomba hidrostática e um motor hidrostático, mas sempre de mais um motor, como enfatizado no esquema da Figura 8.

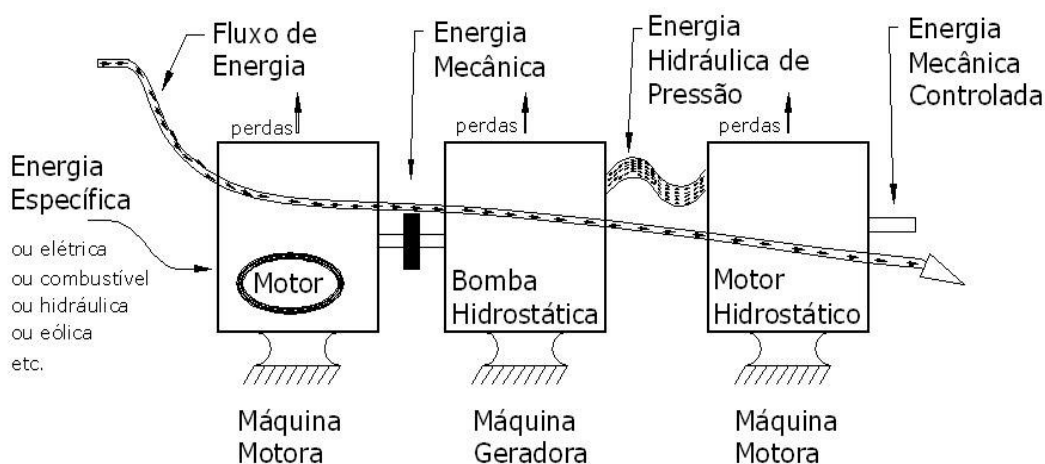


Figura 8 - Transformação de energias no sistema hidráulico

A máquina geradora, bomba hidrostática, recebe do eixo da máquina motora energia mecânica e fornece na saída energia hidráulica de pressão para o motor hidrostático. Dependendo das características geométricas da bomba, a transformação de energia pode se dar com ênfase em uma ou outra forma, surgindo daí os dois grandes grupos de máquinas hidráulicas: as máquinas hidrodinâmicas e as máquinas hidrostáticas.

Nas máquinas hidrodinâmicas tais como bombas centrífugas, turbinas e ventiladores, a energia transferida ao fluido é substancialmente cinética, através da variação de velocidade do fluido entre as pás ou rotor e com baixa pressão. Essas bombas raramente são usadas em sistemas hidráulicos porque seu poder de deslocamento de fluido se reduz quando aumenta a resistência e também porque é possível bloquear completamente seu pórtico de saída em pleno regime de funcionamento.

As máquinas hidrostáticas, também chamadas de deslocamento positivo, fornecem uma determinada quantidade de fluido a cada rotação ou ciclo. Neste tipo de máquina a energia é transferida principalmente na forma de energia de pressão, sendo que a variação de energia cinética é muito pequena, podendo ser desprezada.

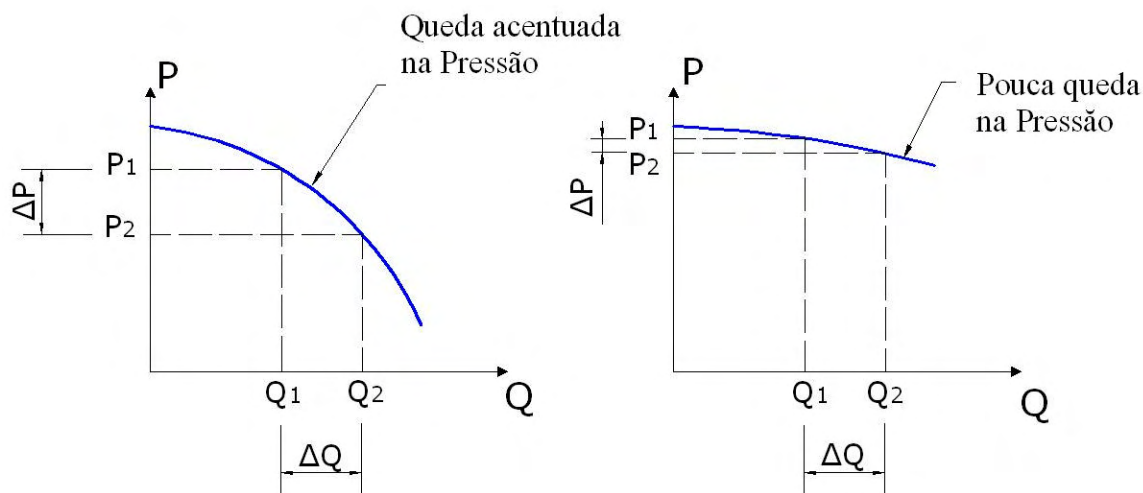


Figura 9 - Máquina hidrodinâmica $\Delta P \times \Delta Q$ Figura 10 - Máquina hidrostática $\Delta P \times \Delta Q$

Ao contrário das máquinas hidrodinâmicas, as máquinas hidrostáticas apresentam muito pouca variação da pressão quando há uma significativa variação na vazão, conforme mostram as Figuras 9 e 10. Nas bombas hidrostáticas, devido a perfeita vedação entre as câmaras de entrada e saída, a pressão de carga é pouco influenciada pela vazão.

2.7 CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS HIDROSTÁTICAS

Os sistemas hidráulicos são aplicados a situações de carregamento, velocidades, precisão posicional, tempo de resposta, etc. Desse modo, deve existir uma relação de compromisso entre as possibilidades e limitações dos sistemas, exigências específicas para cada aplicação e custos de instalação e operação. Nesse contexto, foram concebidos diversos tipos de máquinas, seguindo vários princípios construtivos, cada qual com um determinado grau de precisão dimensional, resistência a esforços mecânicos, possibilidade de controle contínuo e custo de produção, entre outros.

De maneira geral, essas características são definidas pelo princípio de deslocamento utilizado, ou seja, pela forma como o fluido é transportado na máquina, o que caracteriza o tipo de máquina. Existem diversos tipos construtivos de máquinas,

que podem ser agrupados dentro dos princípios de deslocamento por engrenagens, palhetas, pistões e parafusos.

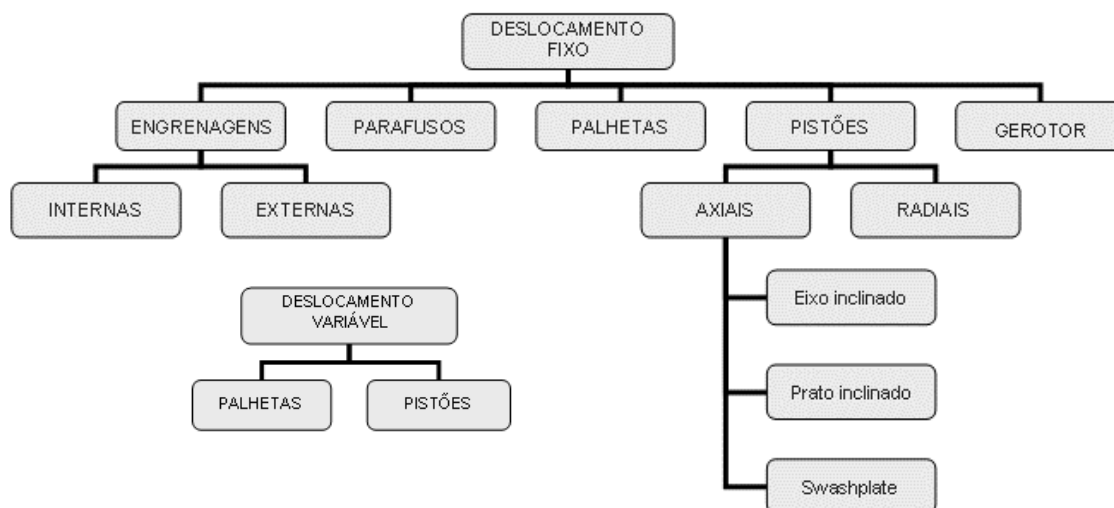


Figura 11 - Classificação das máquinas hidrostáticas

Em princípio, a maioria das bombas hidrostáticas podem ser utilizada também como motores, já que o processo de transporte hidrostático pode ser invertido. Entretanto, devido à necessidade de otimização dos sistemas hidráulicos, algumas diferenças construtivas têm limitado a utilização indiscriminada de bomba como motor e vice-versa.

Bombas e motores hidrostáticos podem ser construídos de forma a permitirem ou não a variação de vazão com rotação constante.

Máquinas que permitem a variação reversível de um parâmetro geométrico, e conseqüentemente a variação da vazão com rotação constante, são denominadas máquinas de deslocamento variável. Algumas construções desse tipo permitem também realizar a inversão do sentido do escoamento sem mudança do sentido de rotação, constituindo as máquinas com dois sentidos de escoamento.

De acordo com as considerações acima, as máquinas hidrostáticas podem ser classificadas, de acordo com o modo de deslocamento do fluido e a possibilidade de variação do deslocamento, conforme apresentado na Figura 11.

CAPÍTULO 3 - FUNCIONAMENTO DA BOMBA SWASHPLATE E SUA PLACA VARIÁVEL.

3.1 ABORDAGEM GERAL

Neste trabalho é importante entender o funcionamento da bomba swashplate, pois a modelagem do servo comando está relacionada diretamente com as peças que compõem esta máquina.

Os componentes da máquina hidrostática de pistões axiais tipo swashplate são montados em uma carcaça metálica, dimensionada adequadamente para suportar os esforços gerados durante o seu funcionamento, conforme mostrado na Figura 12.

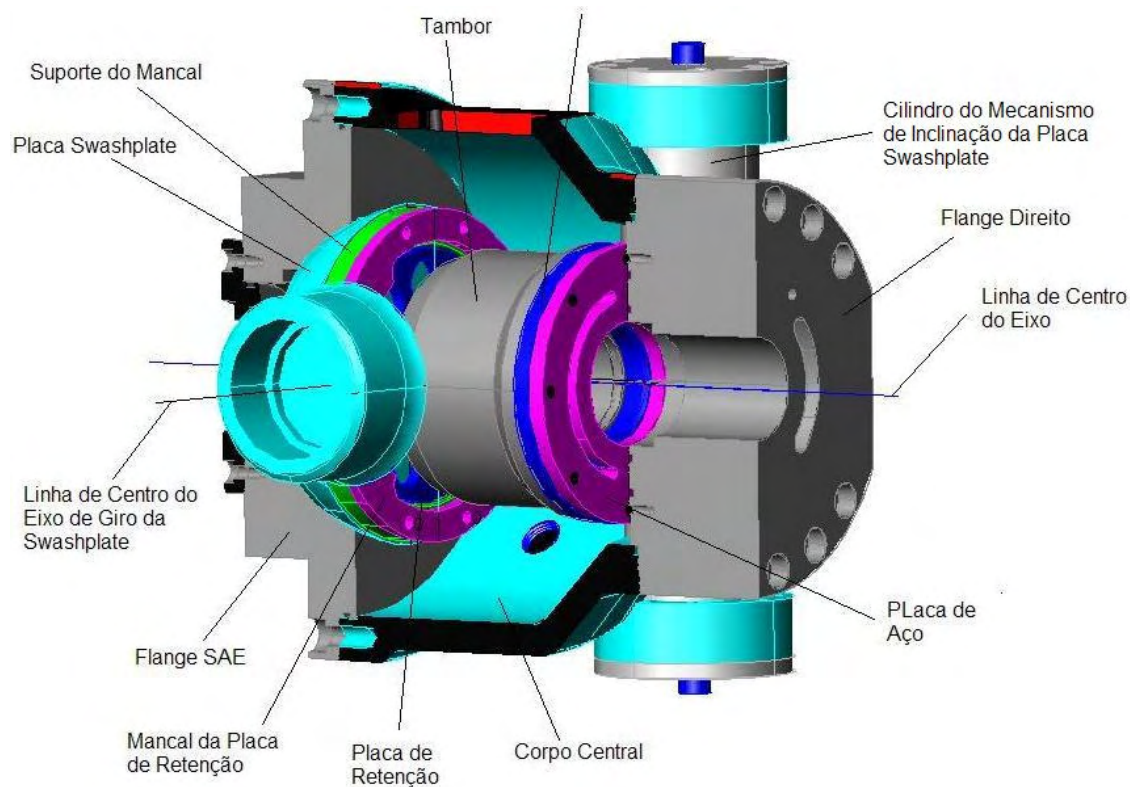


Figura 12 – Desenho da bomba swashplate variável em corte

A bomba hidrostática de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável possui um eixo duplamente estriado, conforme a Figura 13. Uma das estrias está conectada a um motor que fornece energia mecânica para a bomba, enquanto que a outra está

acoplada concentricamente a um tambor fazendo com que ambos girem com a mesma velocidade angular. Este eixo está apoiado normalmente nas suas extremidades por dois mancais de rolamento. Entretanto, pode também utilizar um terceiro rolamento, cujo anel interno ajusta-se ao diâmetro externo do tambor, como nas bombas Abex/Denison.

O tambor contém inserido a uma determinada distância radial da linha de centro do eixo um número de pistões, geralmente ímpar, igualmente espaçados e paralelos ao eixo de rotação.

A Figura 13 mostra todos os componentes da máquina swashplate que giram com o eixo.

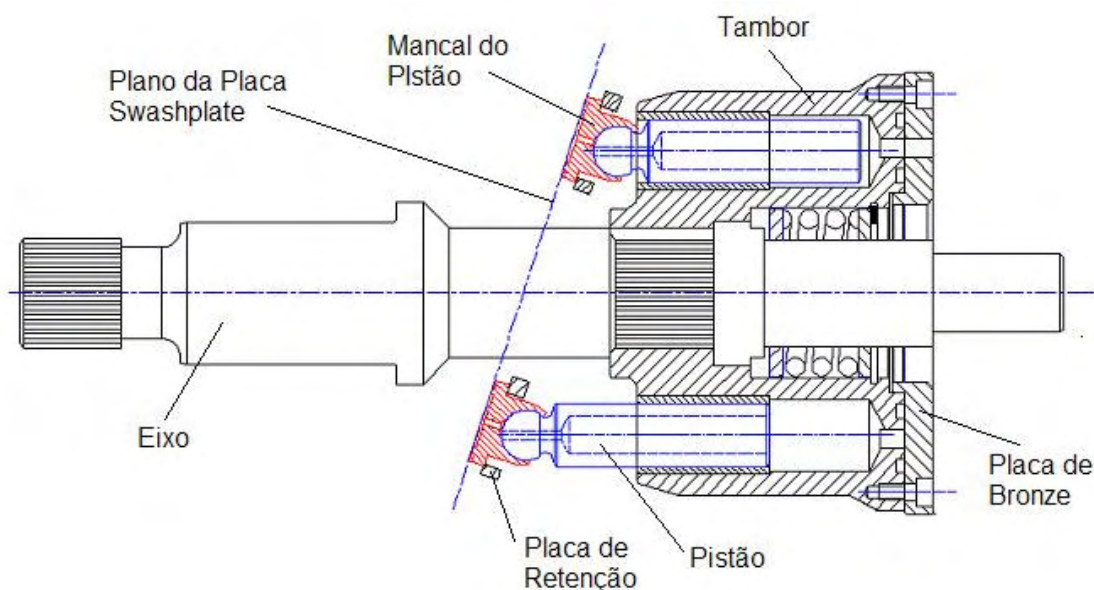


Figura 13 - Partes rotativas da bomba swashplate

O conjunto rotativo da Figura 13 apresenta o eixo ligado ao tambor juntamente com os pistões. Os mancais dos pistões são acoplados à placa de retenção que mantém sempre as bases dos mancais deslizando no plano da placa swashplate. Cada mancal de pistão gira praticamente sobre um filme de óleo existente entre a sua base e o plano da placa swashplate. Este mancal é do tipo hidrostático, pois na sua base existe uma câmara que se comunica através de um furo de pequeno diâmetro com o lado de pressão do pistão, gerando uma força oposta àquela que o pistão aplica no mancal.

Para auxiliar na compreensão do mecanismo, a Figura 14 mostra os pistões e seus mancais, em 3D, juntos com a placa de retenção, em posição de funcionamento. A placa de retenção mantém sempre as faces dos mancais dos pistões apoiadas na placa swashplate. E, quem mantém a placa de retenção sempre girando paralela ao plano da swashplate é o mancal da placa de retenção. Este mancal na realidade é um anel circular de bronze fixo na placa swashplate.

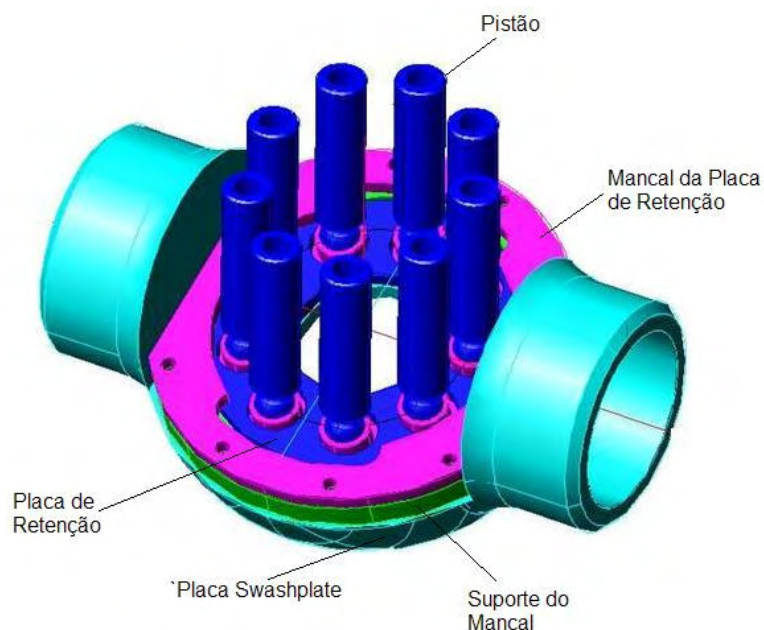


Figura 14 - Conjunto placa swashplate e pistões

A placa swashplate é o apoio para o movimento dos mancais do pistão e ao mesmo tempo serve de base para a fixação do mancal da placa de retenção e de seu suporte.

A Figura 15 mostra uma vista explodida da placa swashplate, do suporte do mancal da placa de retenção, da placa de retenção e o do seu mancal. Nesta figura apenas a placa de retenção gira junto com os mancais dos pistões; as outras duas placas são fixas.

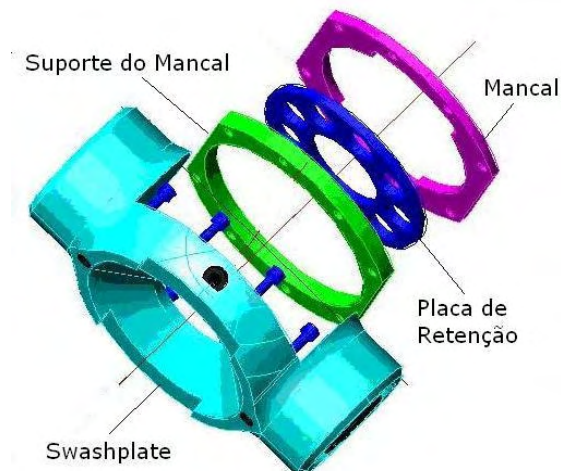


Figura 15 - Vista explodida da placa swashplate e placas adjacentes

É necessário definir ainda alguns parâmetros para que se possa entender melhor o funcionamento da bomba swashplate. Analisando os elementos da Figura 14, observa-se que com a rotação do eixo, o tambor, os pistões e placa de retenção também girarão. Esta rotação do eixo provocará nos pistões um movimento alternativo em relação ao tambor. Portanto, a cada meia volta do eixo de rotação, o pistão se deslocará axialmente dentro do tambor, completando metade do seu ciclo de um movimento alternativo.

Quando o pistão se encontra deslocado o mais internamente possível dentro do cilindro, para um determinado ângulo de giro (α) da placa swashplate, ele estará no ponto morto interno, ou *PMI*. Por outro lado, quando ele se encontra no ponto máximo fora do cilindro, diz-se que o pistão está no seu ponto morto externo, ou *PME*. Essas duas posições dão origem a um plano denominado “plano dos pontos mortos” ou plano Φ . Este plano passa pelas linhas de centro dos pistões quando eles estão nos pontos mortos interno e externo. Conseqüentemente o plano dos pontos mortos, ou plano Φ , também passa pela linha de centro do eixo de rotação, conforme mostra a Figura 16. O plano Φ , portanto, secciona a bomba na direção axial. Deve-se lembrar que dois pistões nunca estarão ao mesmo tempo no plano Φ , em virtude do número ímpar de pistões.

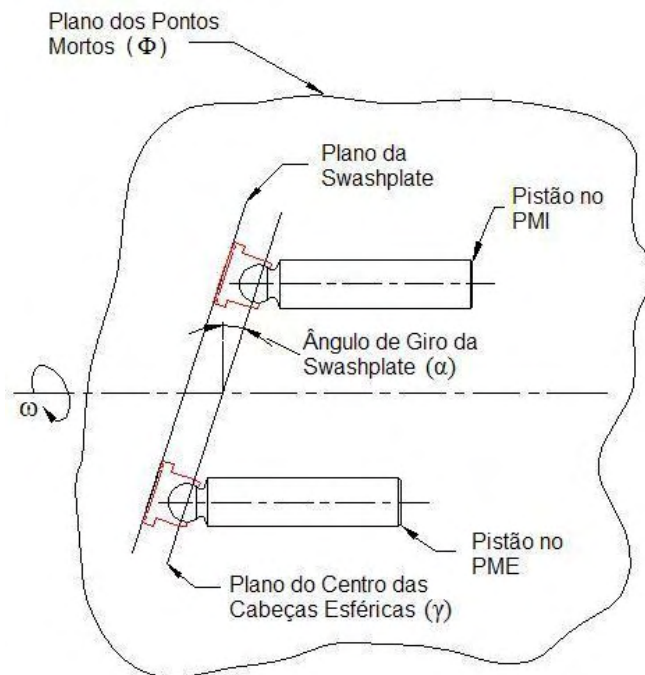


Figura 16 - Plano dos pontos mortos e plano do centro das cabeças esféricas

Observando a Figura 16 verificamos a existência de um outro plano que contém o centro das cabeças esféricas, ou plano γ , para qualquer valor do ângulo de giro α da placa swashplate. Este plano tem duas importantes propriedades: é sempre paralelo ao plano da swashplate e é perpendicular ao plano dos pontos mortos. Deve-se observar que o plano da swashplate em uma máquina real pode ser tocado, ao passo que o plano dos centros das cabeças esféricas não pode, é um plano abstrato.

O plano dos pontos mortos, destacado na Figura 16 e na Figura 17, é muito importante tanto do ponto de vista do projeto da máquina como de montagem. Este plano deve, de alguma forma, ficar marcado carcaça da máquina.

A Figura 17 mostra o plano da swashplate perpendicular ao eixo de rotação da máquina para $\alpha = 0^\circ$. Quando isto acontece os pistões girarão juntos com o tambor, não existindo um movimento relativo entre os pistões e o tambor, ou seja, os pistões terão curso zero. Neste caso, a swashplate está na posição de vazão nula.

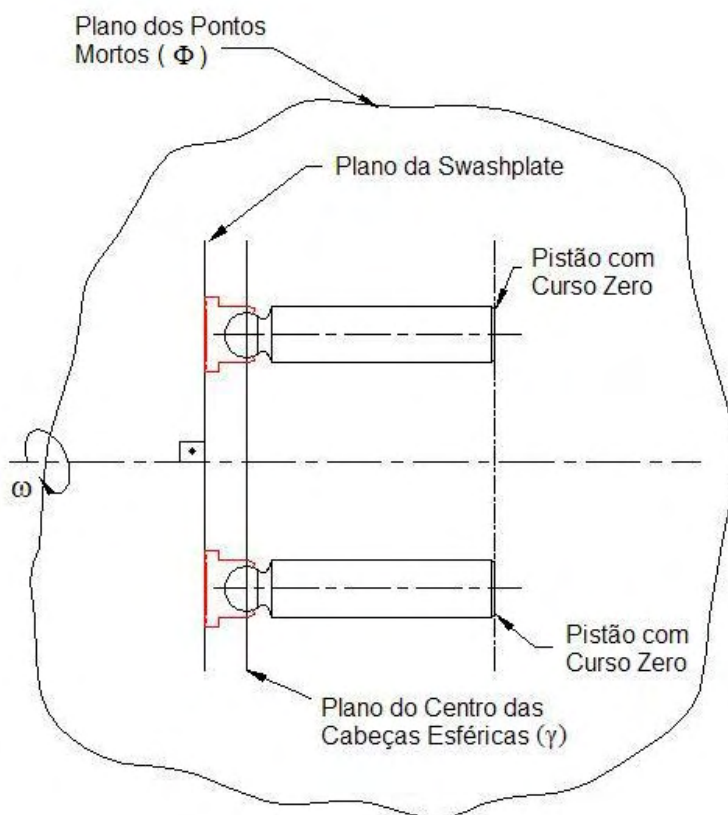


Figura 17 - Placa swashplate na posição vazão zero

3.2 CENTRO DE GIRO DA SWASHPLATE

O plano do centro das cabeças esféricas corta a linha de centro do eixo da bomba, dando origem a um ponto denominado de centro de giro da placa swashplate. Ele tem importância no cálculo do curso dos pistões e é fundamental para a análise do movimento da placa swashplate, conforme mostrado na Figura 18.

Deve-se observar que o centro de giro da swashplate não está no seu plano de deslizamento e sim no cruzamento do plano de centro das cabeças esféricas, plano γ , com a linha de centro do eixo da bomba. Para cada ângulo α da placa swashplate, o plano de deslizamento da placa swashplate intercepta a linha de centro do eixo da máquina em um ponto diferente, como mostrado na Figura 19.

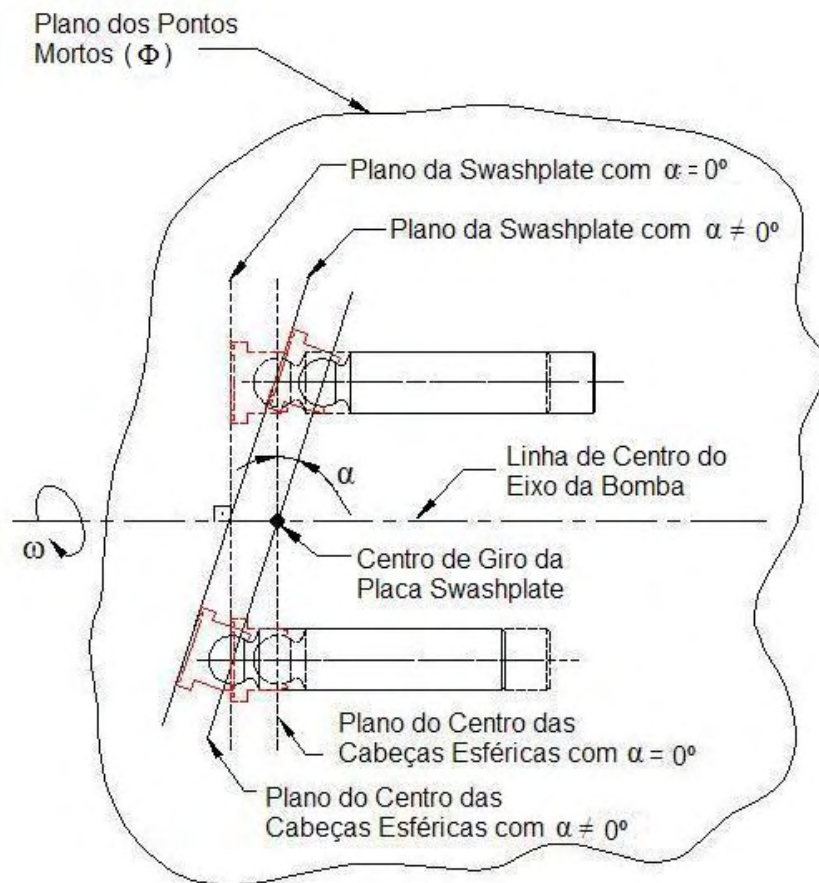


Figura 18 - Centro de giro da placa swashplate

Na Figura 19 pode-se ver que para cada valor α de giro do centro das cabeças esféricas também haverá o mesmo ângulo de giro da placa swashplate. Desta forma pode-se também concluir que o plano da placa swashplate é sempre paralelo ao plano dos centros das cabeças esféricas. Uma análise mais profunda também mostrará que quando $\alpha = 0$ o centro das cabeças esféricas descreverá um círculo em torno do eixo de rotação da máquina assim como também o centro do mancais destas cabeças esféricas. Entretanto, se o ângulo α for diferente de zero esta figura plana não será mais um círculo mas será uma elipse paralela ao plano da placa swashplate.

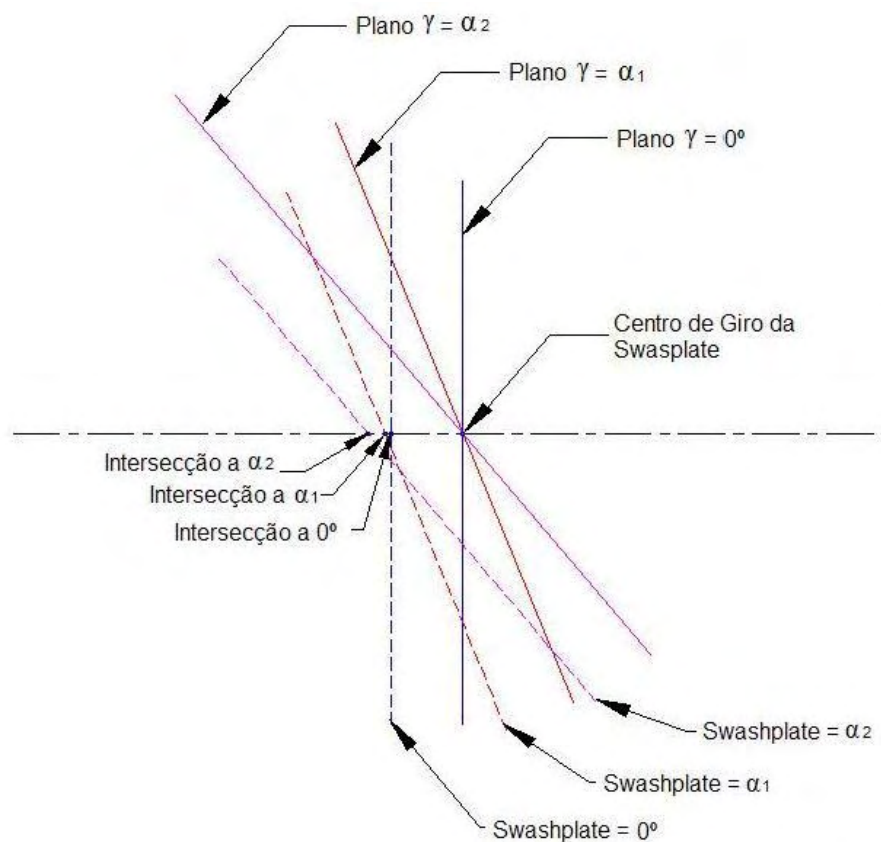


Figura 19 - Posições da placa swashplate em relação do centro de giro

3.3 PLACA SWASHPLATE

Este componente mecânico da Figura 20 é o responsável pelo movimento alternado dos pistões no interior do cilindro. Ele está apoiado nas extremidades por dois mancais de rolamento. O mecanismo de giro da placa swashplate é composto por um cilindro, um pistão e um servomecanismo alimentado por uma bomba de engrenagens acoplada à bomba swashplate, denominada bomba de carga. O ângulo de inclinação é controlado pelo servomecanismo que consiste numa válvula direcional 4/3 vias que controla o movimento de inclinação da placa swashplate.

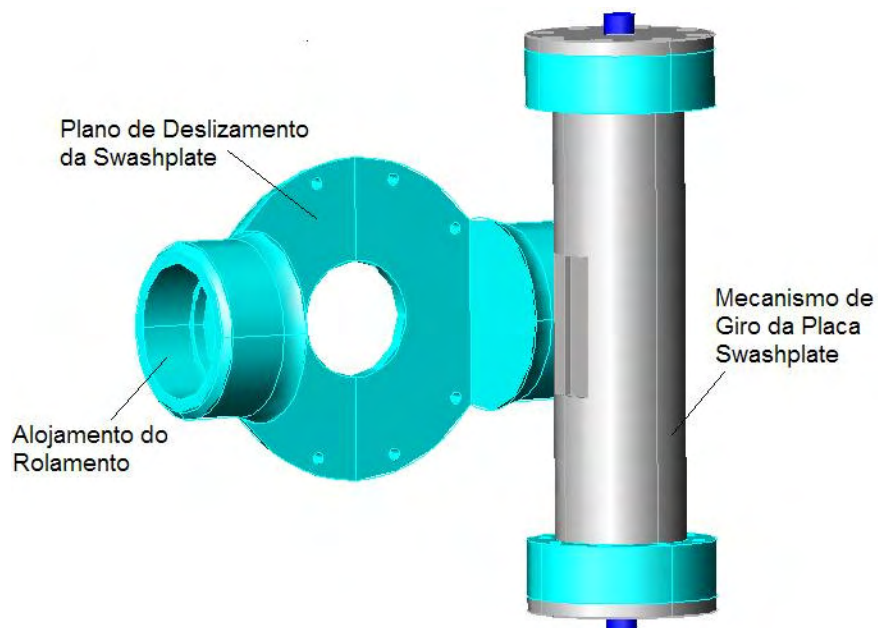


Figura 20 - Placa swashplate e mecanismo de giro em 3D

O pistão dentro do cilindro desloca-se tangencialmente à parte externa do alojamento do rolamento a partir de um ponto central. Este deslocamento linear do pistão promove um giro máximo de 18° em um sentido e de 18° no sentido contrário. Um mecanismo, que não é uma cremalheira, absorve os erros de tangência durante o movimento linear do pistão e de rotação da placa swashplate.

CAPÍTULO 4 - SERVOMECANISMOS

4.1 INTRODUÇÃO

Existem muitos livros sobre sistemas de controle hidráulico endereçado ao estudante ou especialista, mas estes inevitavelmente tem um tratamento matemático que o engenheiro médio e o não especialista tem dificuldade de seguir. Este trabalho tem a intenção de fazer este assunto acessível a estas pessoas, mas isto não significa que um especialista não necessite de implementar conhecimentos em sistemas mais complicados. Muitos engenheiros formaram idéias sobre o que significa o termo servomecanismo. Esta palavra é derivada do grego significando escravo. Da mesma forma a explicação para automação é algumas vezes confundida e tomada como sendo qualquer mecanismo que amplifique a potencia da força controladora. Um servo mecanismo é, estritamente falando, um sistema amplificador com saída dinâmica. Em outras palavras deve existir um sinal vindo da saída se existir qualquer desvio da posição desejada que está continuamente variando ou movendo. Tomando um dos exemplos mais antigos – um governador de motor - o efeito da ação iniciada pelo governador ao ajustar a válvula de vapor é realimentado ao motor como uma mudança na sua velocidade. O sinal é usualmente conhecido como “feedback” e um sistema onde feedback está presente é uma malha fechada. Um sistema de amplificação simples é conhecido como um sistema de malha aberta.

A análise geralmente irá mostrar, contudo, que algumas idéias populares não são lógicas e depende do costume ou da prática. Se considerarmos o motor de um carro, por exemplo, ninguém afirmará que o conjunto motor e câmbio é um servomecanismo para conversão de movimento do pé do motorista para uma quantia proporcional de potência nas rodas; contudo servo freios são comumente assim referidos e não causam confusão. Ou então considere um escavadeira com direção hidráulica: a escavação é controlada pelo operador abrindo e fechando as válvulas de acordo com o que ele vê que está acontecendo; não existe nenhuma relação entre a posição da válvula e a posição da pá da escavadeira. A direção hidráulica incorpora um mecanismo através do qual as rodas são viradas a exata quantia determinada pelo mecanismo da direção

hidráulica. O primeiro caso obviamente não é um servomecanismo. O segundo está dentro do que chamamos conforme a definição de um servo: - um dispositivo que incorpora alguma ligação não humana entre causa e efeito. Isto inclui mecanismo intensificador de força quer operado por ser humano ou por outro agente. Os primeiros servomecanismos foram provavelmente aqueles de controle dos navios e operados por vapor. Eles foram amplamente substituídos por aqueles usando hidráulica.

Muitos servomecanismos, até o advento das servo válvulas eletrohidráulicas, foram especialmente feitos para este trabalho. Eles incluem controle direcional de navios de muitos tipos, controle de armas de fogo, estabilizadores de navios, máquinas ferramentas copiadoras, direção hidráulica de veículos, controle de prensas de forjar, etc.

O advento da servoválvula elétrica, desenvolvido principalmente para projetos aeroespaciais e desde então desenvolvidas na forma mais robusta para uso comercial mudou tudo isto. Confiabilidade era excelente pois não havia peças ou orifícios críticos. Eletroválvulas, contudo, são inevitavelmente mais críticas – a potência no primeiro estágio é necessariamente muito pequena e deve ter orifícios ou pequenas folgas onde o fluido passa continuamente, dando oportunidades para a sujeira em partes vitais da válvula. No entanto, técnicas de filtração moderna asseguram funcionamento perfeito.

Existem dois tipos de servosistemas que por conveniência são chamados estáticos e dinâmicos. Embora na linguagem servo as respectivas descrições são chamadas de posição controlada ou velocidade controlada. Em sistemas estáticos as partes controladas se atêm a uma posição definida que é mantida em um tempo. O mecanismo é então realmente um método conveniente de amplificar uma força. A direção hidráulica é um dos servomecanismos numericamente mais utilizados no mundo, pois está acoplada ao sistema de direção de automóveis, ônibus, caminhões, tratores e máquinas da linha móbil em geral. Neste tipo de equipamento sempre existe uma mola que faz o homem sentir o esforço. Esta mola normalmente é do tipo barra de torção, ou mola espiral de compressão, posicionadas convenientemente na servo válvula. Sempre que o operador gira a direção num ou noutro sentido o esforço de torção que ele faz é para torcer uma barra cilíndrica, ou para comprimir uma mola

espiral. Em ambos os casos o esforço de torção é para fazer com que uma válvula hidráulica 4/3 vias direcione o óleo, proveniente da bomba hidráulica, para um dos lados de um cilindro hidráulico. Esta válvula pode ser de centro fechado, neutro ou aberto. Em outras palavras, pode ser overlap, zero lap ou underlap. Após o óleo ser direcionado para o cilindro hidráulico este mesmo cilindro, através de ligação mecânica, faz com que a válvula volte para a posição central interrompendo o fluxo de óleo. Isto acontece porque esta realimentação mecânica distorce a barra ou descomprime a mola.

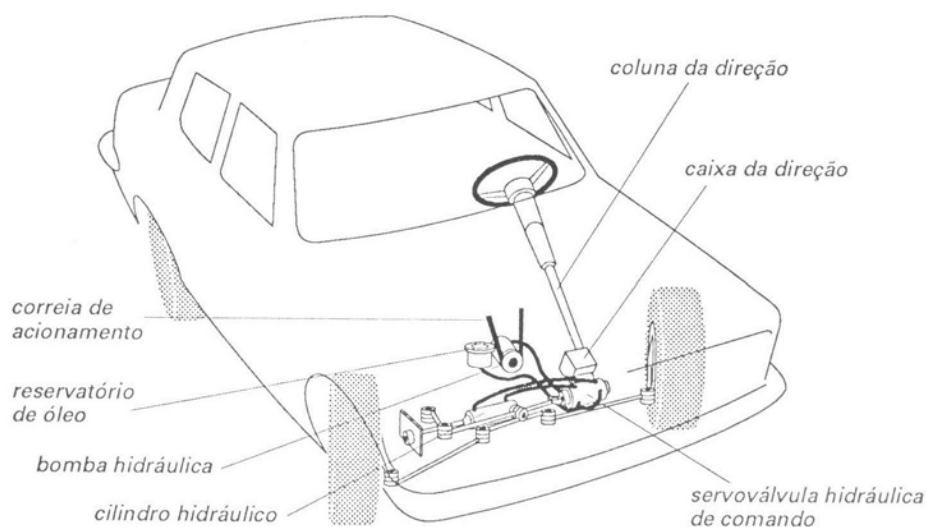


Figura 21- Componentes da direção hidráulica

Os sistemas de direção têm por finalidade facilitar a dirigibilidade dos veículos, multiplicando o esforço físico exercido no volante pelo operador. Em veículos pesados os sistemas de direção exigem altas relações de redução que facilitam as manobras em baixa velocidade mas que, ao mesmo tempo, aumentam consideravelmente o ângulo de giro do volante, dificultando o controle do veículo em velocidades elevadas. Com o avanço tecnológico os sistemas mecânicos estão sendo substituídos por modernos conjuntos de direção hidráulica. As direções hidráulicas melhoram consideravelmente

as condições de controle dos veículos, reduzindo o esforço do operador e aumentando a precisão dos movimentos. Basicamente um conjunto hidráulico de direção é composto de um cilindro de trabalho, uma servo válvula de comando acionada pelo braço Pitman da caixa de direção, uma bomba de alimentação movida pelo motor do veículo, uma válvula de segurança para o sistema, um reservatório de óleo e a tubulação necessária para interligar os componentes, conforme mostrado nas Figuras 21 e 22.

Enquanto o volante não for acionado, o carretel da servoválvula se mantém centrado dirigindo o fluxo de óleo da bomba para o tanque. O cilindro permanece travado hidraulicamente mantendo a barra de direção e as rodas do veículo na posição. O corpo do cilindro e a carcaça da servo válvula estão fixados diretamente à barra de direção, enquanto que a haste do pistão é presa à estrutura do veículo.

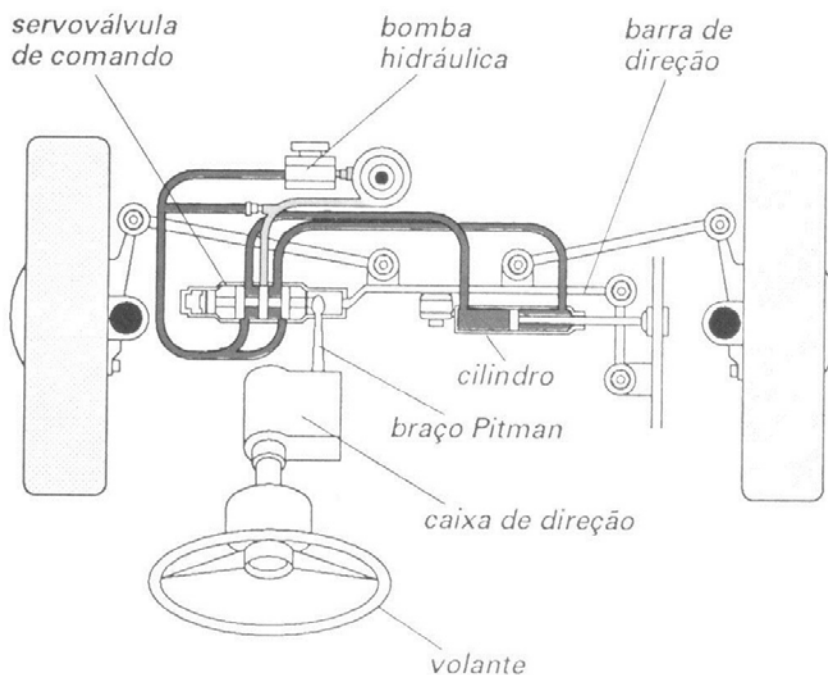


Figura 22 - Direção hidráulica na posição neutra

Quando o operador gira o volante para a direita, por exemplo, o braço Pitman da caixa de direção desloca o carretel da servoválvula também para a direita, de modo que o fluxo de óleo da bomba é dirigido para a câmara de retorno do cilindro, ao mesmo tempo em que o fluido da câmara de avanço é direcionado ao reservatório. Como a haste do pistão não pode retornar, por estar presa à estrutura do veículo, o corpo do cilindro é então puxado para a direita, levando consigo a barra de direção e, com ela, a carcaça da servo válvula. Dessa forma, a carcaça da servoválvula persegue o carretel, buscando centrá-lo em relação a ela. A barra de direção, por sua vez, movimenta as rodas, esterçando o veículo para a direita, como mostrado na Figura 22.

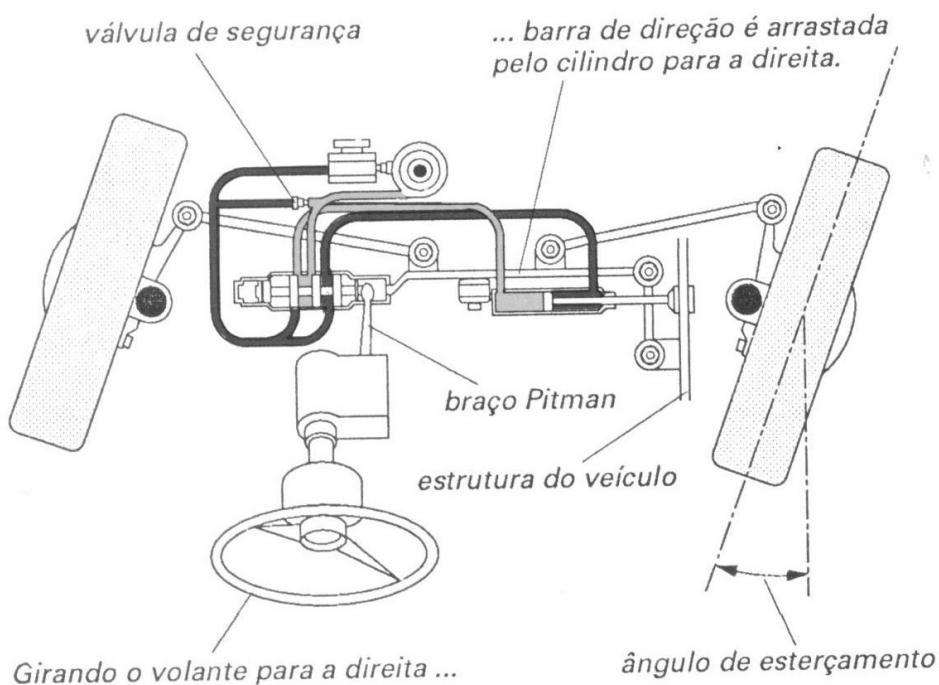


Figura 23 - Direção hidráulica acionada para a direita

O ângulo de esterçamento das rodas é proporcional ao giro do volante, pois sempre que a carcaça da servoválvula alcança o carretel, o fluxo da bomba é dirigido ao tanque e o cilindro pára, interrompendo o movimento das rodas em relação ao eixo do veículo.

Pode-se classificar ainda os tipos de direções hidráulicas como plena e servoassistida. Na direção plena não há ligação mecânica entre a servoválvula de comando e o cilindro de direção. Dessa forma se houver alguma falha no sistema hidráulico ou no acionamento da bomba o veículo não poderá ser dirigido. Por essa razão a direção hidráulica plena somente é utilizada em veículos de baixa velocidade como tratores, empilhadeiras e veículos agrícolas. A direção hidráulica servoassistida, por sua vez, é a mais utilizada em automóveis, ônibus e caminhões. Trata-se de um caixa de direção mecânica com um amplificador hidráulico incorporado, cuja função é reduzir o esforço mecânico de inclinação das rodas. Caso ocorra qualquer irregularidade no sistema hidráulico ou no acionamento da bomba, esse conjunto permite que o veículo seja dirigido mecanicamente, embora exija um esforço físico maior por parte do operador. Esse recurso é garantido pela interligação mecânica existente entre o volante e a barra de direção. Serão detalhados a seguir os principais tipos de direções hidráulicas servoassistidas utilizadas em veículos de transporte de passageiros e cargas:

- Direção hidráulica integrada
- Direção hidráulica de cremalheira

4.2 DIREÇÃO HIDRÁULICA INTEGRADA

As direções hidráulicas integradas possuem o cilindro de trabalho e a servo válvula de comando incorporados em um único bloco, como mostra a Figura 24. É muito importante observar que neste tipo de direção hidráulica a válvula 4/3 vias possui deslocamento na direção do seu eixo axial. Portanto, este tipo de válvula desloca-se numa linha reta mudando apenas o sentido do movimento. É importante

também afirmar que neste tipo de direção hidráulica o esforço do operador é para comprimir uma mola espiral.

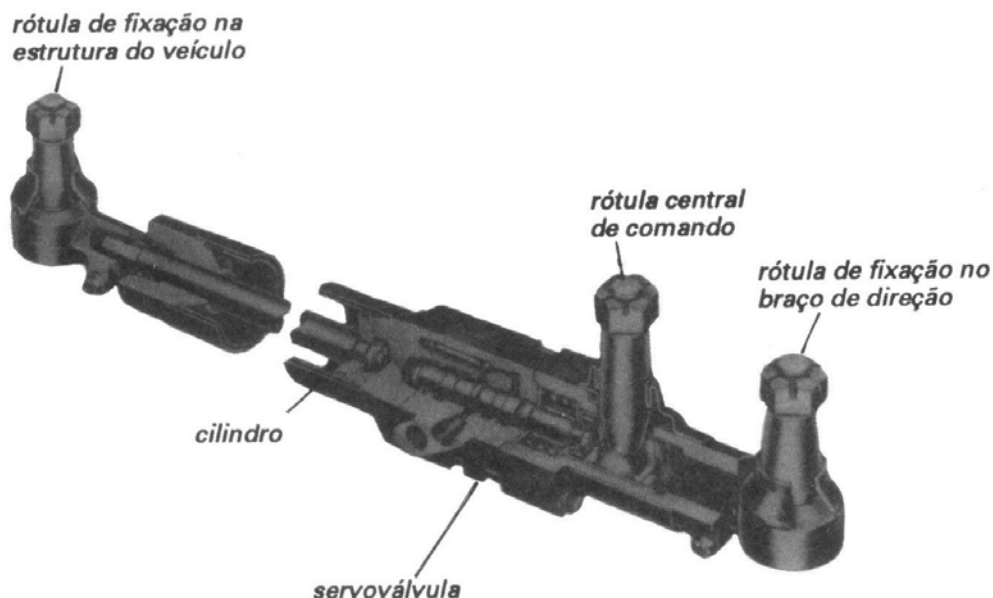


Figura 24 - Direção hidráulica integrada

O conjunto que forma a barra de direção integrada cujo acionamento é feito pelo braço Pitman da caixa de direção, por meio da rótula central de comando. A extremidade da haste do cilindro é presa à estrutura do veículo, enquanto o bloco é fixado ao braço de direção por meio das rótulas de fixação. A barra de ligação das rodas, mostrada na Figura 25 transmite para a roda da direita o mesmo movimento aplicado a da esquerda.

A unidade integrada de direção possui dois pórticos de conexão: um ligado à bomba de alimentação e o outro conectado com o reservatório. As ligações são feitas por meio de tubos flexíveis capazes de acompanhar o movimento do conjunto durante o funcionamento. Na posição neutra, Figura 26, enquanto o volante não for acionado o carretel da servoválvula permanece centrado em relação ao seu alojamento, aguardando um comando através da rótula central. Nessa posição podemos observar

que o óleo entra no conjunto pelo centro aberto da servo válvula e flui ao tanque pelo pórtico de saída.

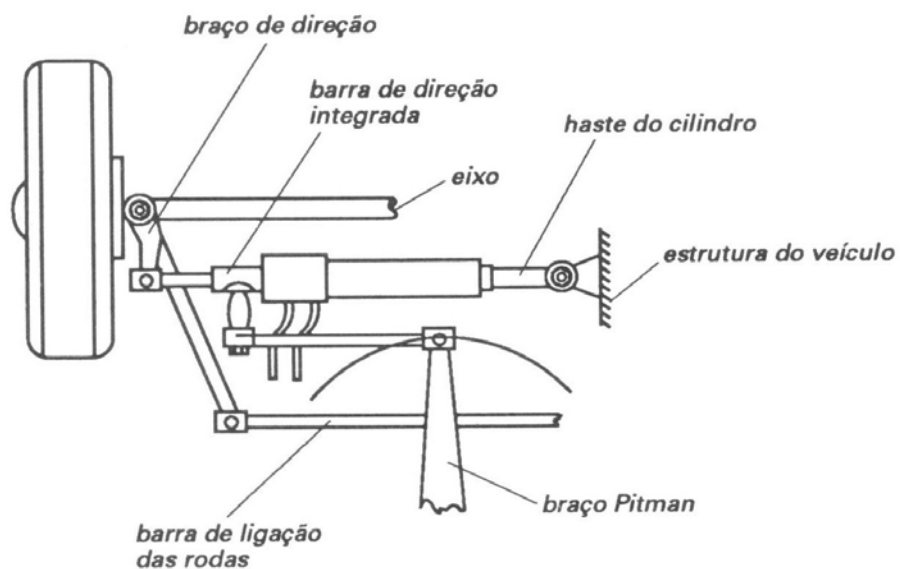


Figura 25 - Posicionamento da direção hidráulica integrada

Uma pequena pressão residual mantém o cilindro travado hidráulicamente para que as rodas permaneçam na posição

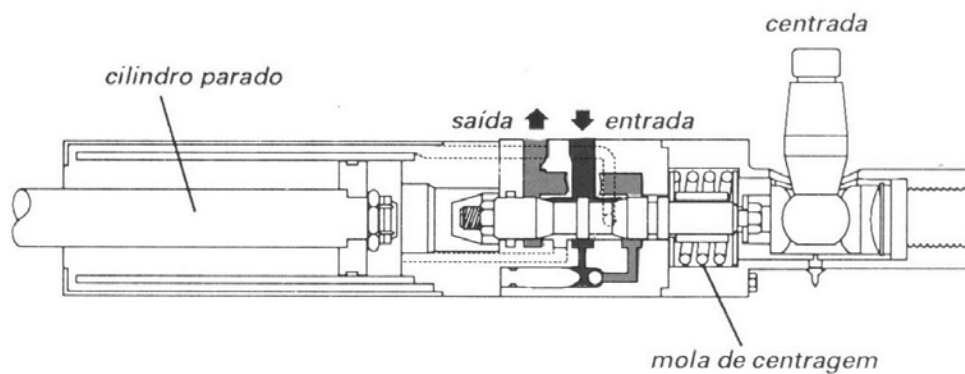


Figura 26 - Posição neutra da direção hidráulica integrada

A mola de centragem do carretel montada entre a servoválvula e a rótula de comando proporcionam ao operador uma certa sensibilidade às irregularidades do solo.

A mola de centragem é comprimida permitindo que o carretel da servoválvula se desloque para a esquerda, Figura 27. Dessa forma o óleo do pórtico de entrada é dirigido à câmara de retorno do cilindro ao mesmo tempo em que a câmara de avanço descarrega para o tanque através do pórtico de saída. Como a haste do cilindro está fixada à estrutura do veículo todo o conjunto é arrastado pelo fluido para a esquerda, até que a carcaça da válvula alcance o carretel.

Assim, o braço de direção preso ao conjunto movimenta as rodas do veículo para a esquerda, num ângulo proporcional ao giro aplicado no volante pelo operador.

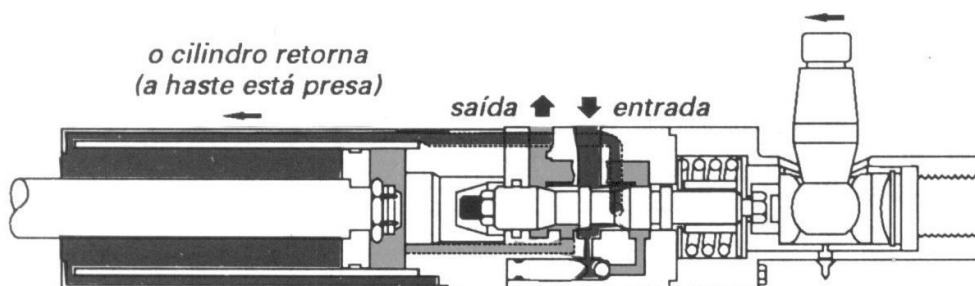


Figura 27 - Direção hidráulica integrada em ação - esquerda

Como foi visto anteriormente, a servo válvula permite um controle preciso de acionamento. Essa precisão se deve ao fato da sua carcaça perseguir o carretel. Quanto maior deslocamento do carretel maior será a abertura da servo válvula e, então, maior a quantidade de fluido liberada para o cilindro que arrasta consigo a carcaça da servo válvula, no mesmo sentido de movimento aplicado ao carretel. Girando-se o volante para a direita, Figura 28, a rótula central de comando comprime a mola de centragem e aciona o carretel da servoválvula para a direita, num deslocamento sempre proporcional ao giro do volante. Dessa, maneira o óleo do pórtico de entrada é dirigido à câmara de avanço do cilindro, ao mesmo tempo em que o óleo da câmara de

retorno descarrega para o tanque através do pórtico de saída. Com a haste do cilindro presa à estrutura do veículo, todo o conjunto é agora arrastado para a direita, até que o movimento provoque a centragem da carcaça da servoválvula em reação ao carretel. Sendo assim o braço de direção fixado ao conjunto movimenta agora as rodas do veículo para a direita num ângulo proporcional ao giro do volante.

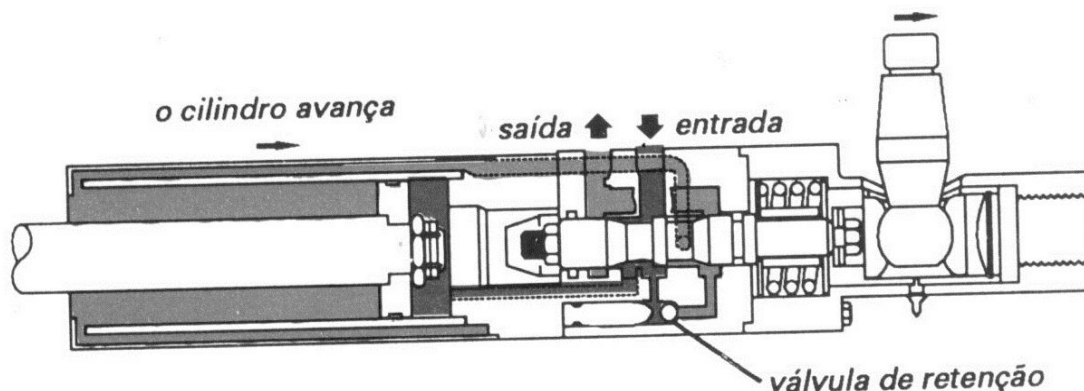


Figura 28 - Direção hidráulica integrada em ação - direita

4.3 DIREÇÃO HIDRÁULICA DE CREMALHEIRA

Nas direções hidráulicas de cremalheira o eixo setor de saída foi eliminado pois as barras de direção foram ligadas diretamente à haste do cilindro de trabalho. A servoválvula de comando, também incorporada à carcaça, direciona a pressão hidráulica para uma das câmaras do cilindro de trabalho, proporcionalmente à torção ocorrida entre o fuso de direção e o pinhão de acionamento da cremalheira, conforme mostrado nas Figuras 29 e Figura 30.

É muito importante também observar que a direção hidráulica de cremalheira da Figura 29 possui um tipo de válvula equivalente à válvula 4/3 vias que é chamada de carretéis reversores. Ao mesmo tempo observar que na direção hidráulica de cremalheira da Figura 30 o tipo de válvula usado é equivalente à válvula 4/3 vias de

deslocamento linear. Entretanto o seu movimento é rotativo, daí o seu nome carretel rotativo ou válvula rotativa.

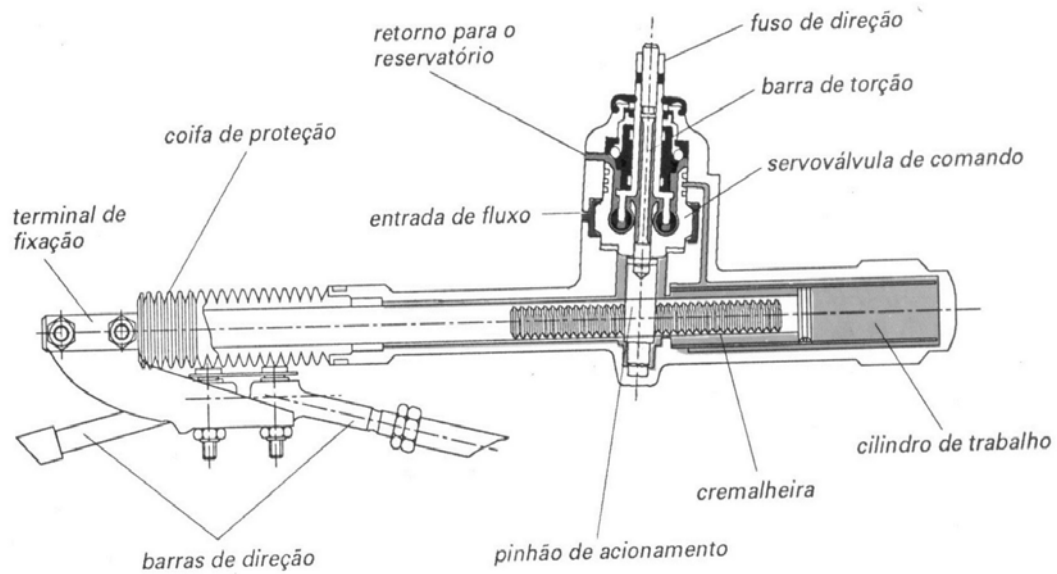


Figura 29 - Direção hidráulica de cremalheira - carretéis reversores

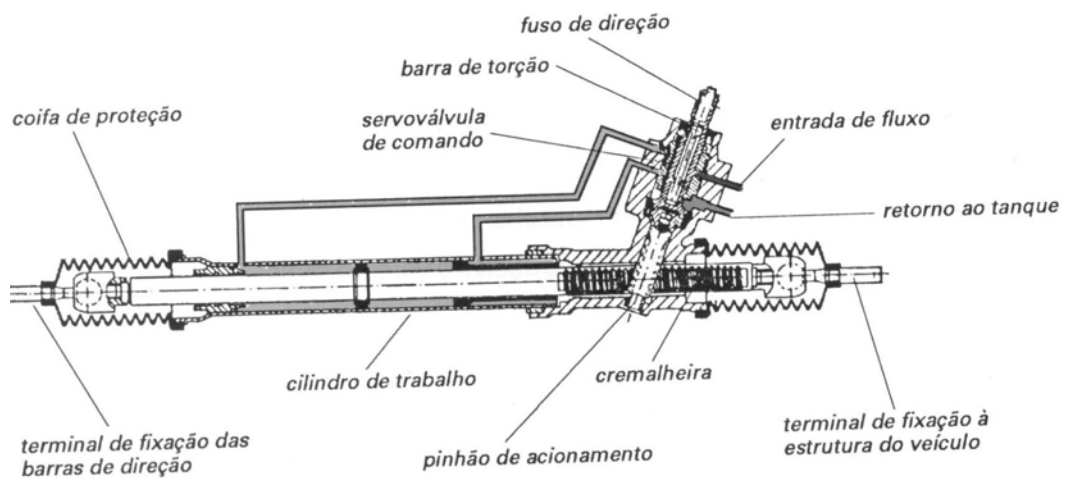


Figura 30 - Direção hidráulica de cremalheira – válvula rotativa

4.4 EXEMPLOS DE DIREÇÕES HIDRÁULICAS COMERCIAIS

Conforme foi mencionado anteriormente, embora se classifique as direções hidráulicas servo assistidas em tipos como integrada e com cremalheira, deve-se observar que em ambos os casos o que realmente acontece é que sempre que um torque é aplicado ao volante do veículo para acionar as rodas, o operador está torcendo uma barra de torção, ou então, está comprimindo uma mola espiral de compressão. No entanto, em ambos os casos, o pequeno movimento de torção ocasiona um deslocamento de uma válvula 4/3 vias que imediatamente é forçada a voltar para a sua posição de equilíbrio, ou posição central. Tendo em vista este detalhe de funcionamento geral muito importante, em seguida são mostradas mais algumas figuras. A Figura 31 é uma direção hidráulica da Ford do tipo direção integrada com barra ou mola de torção. A Figura 32 é uma direção hidráulica da Saginaw do tipo direção integrada com mola de compressão.

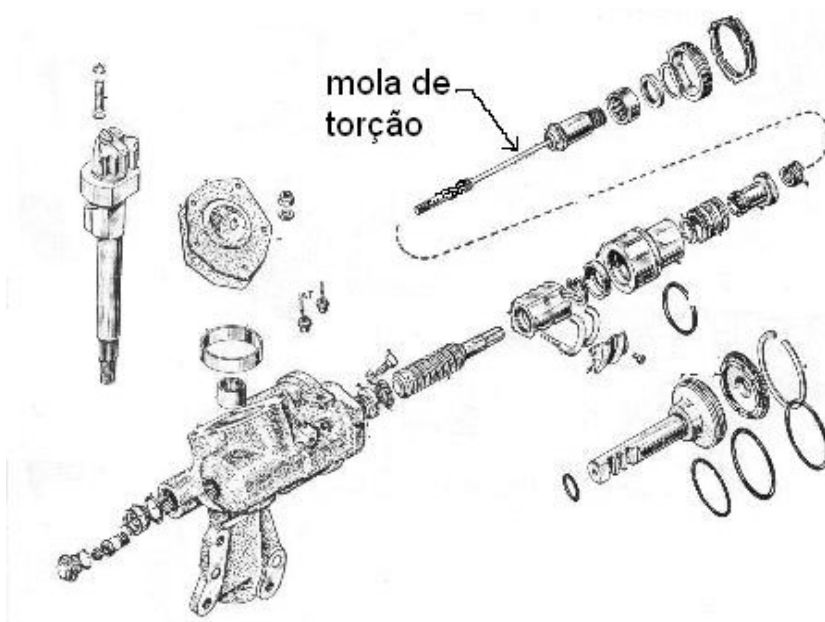


Figura 31 - Vista explodida de direção hidráulica Ford com barra de torção

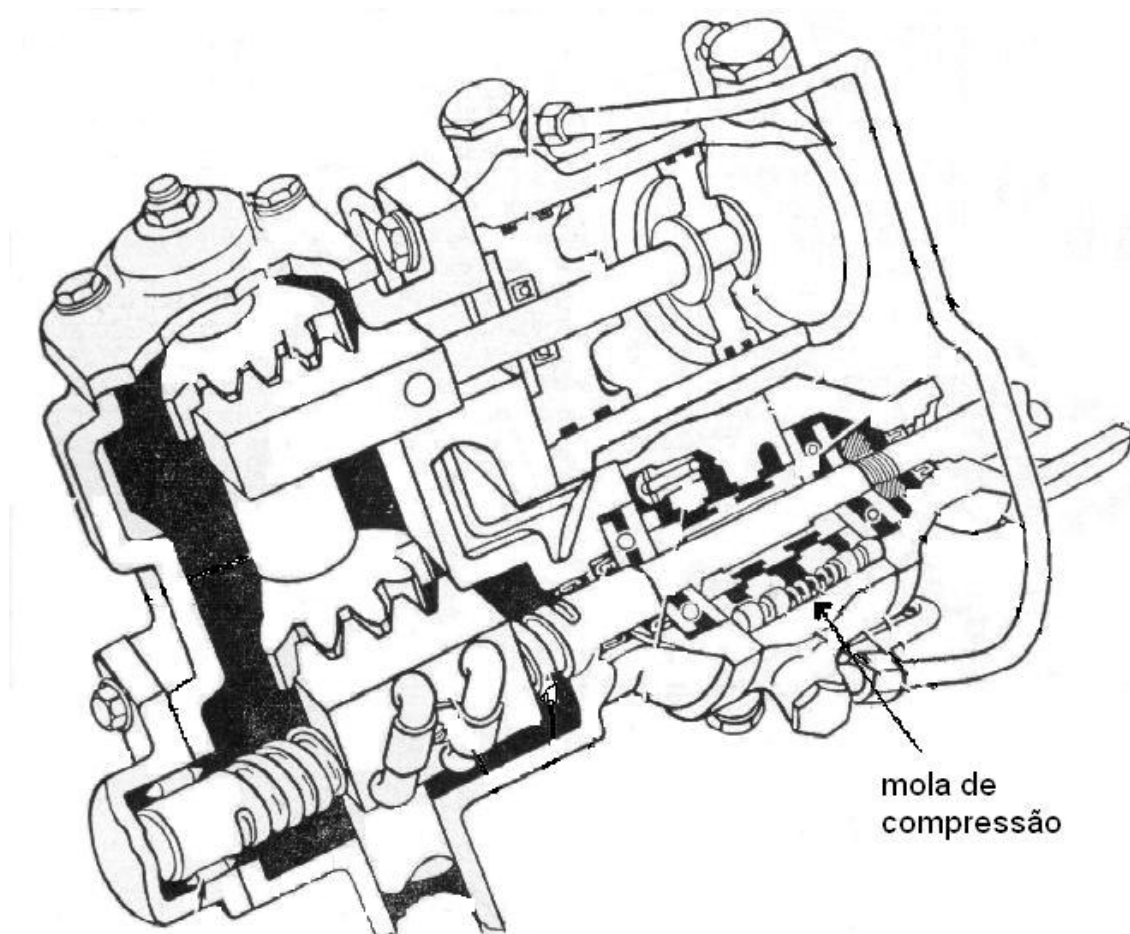


Figura 32 - Corte de direção hidráulica Sagnaw com mola de compressão

A Figura 33 mostra um esquema para explicar o funcionamento da direção mostrada na Figura 32. Além disso, é a posição neutra, isto é, o óleo que vem da bomba retorna diretamente ao tanque e a mola espiral não está comprimida. Por outro lado, a Figura 33 mostra este tipo de direção em ação, pois o óleo proveniente da bomba é direcionado para um dos lados do cilindro ao mesmo tempo que a mola espiral está necessariamente comprimida.

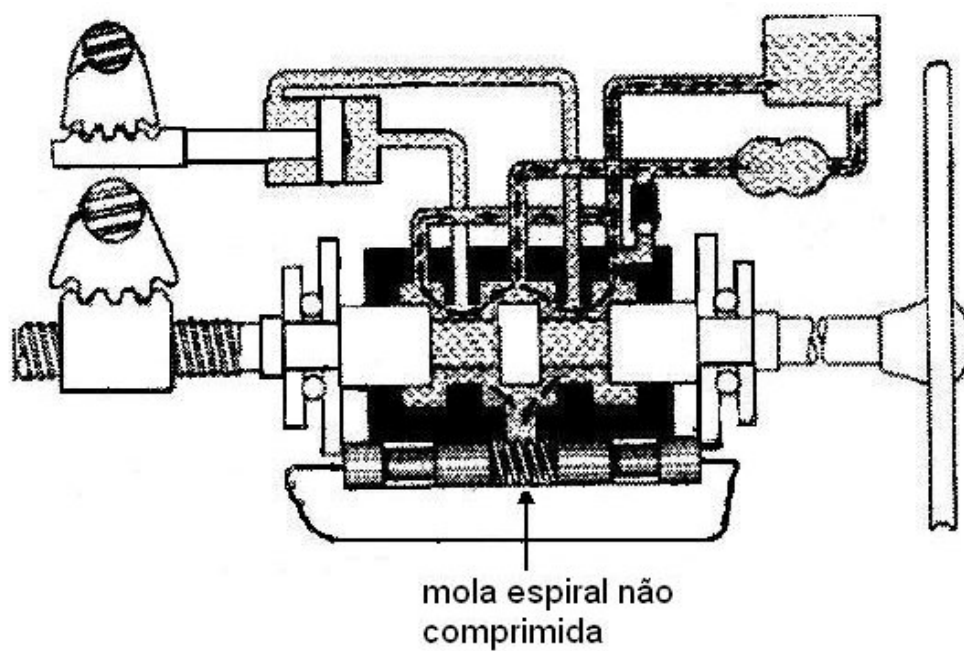


Figura 33 - Detalhe de funcionamento com mola de compressão—posição neutra

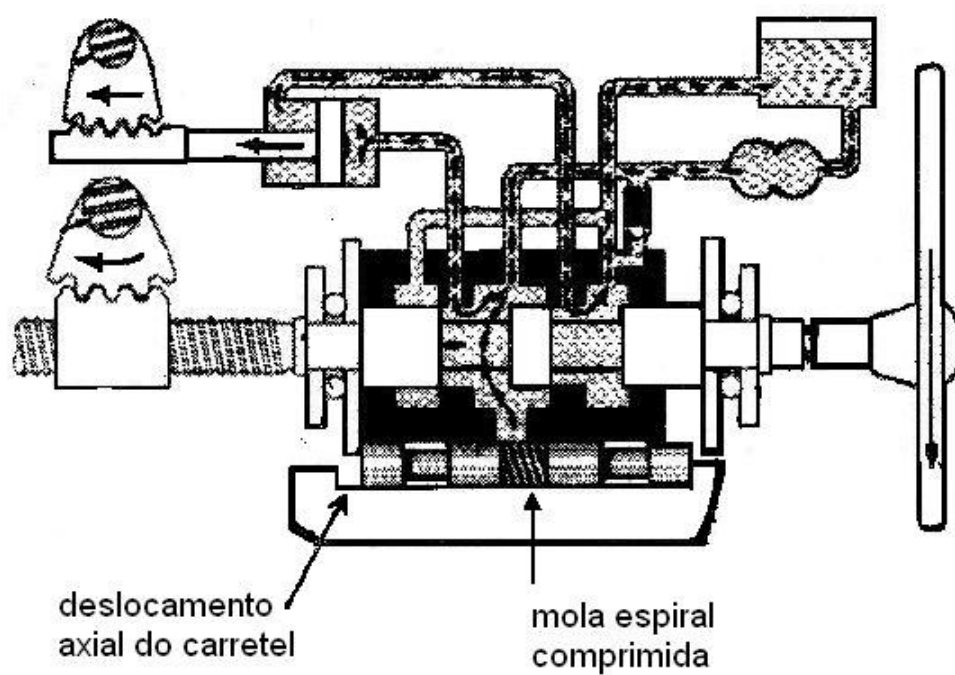


Figura 34 - Detalhe de funcionamento com mola de compressão—posição acionada

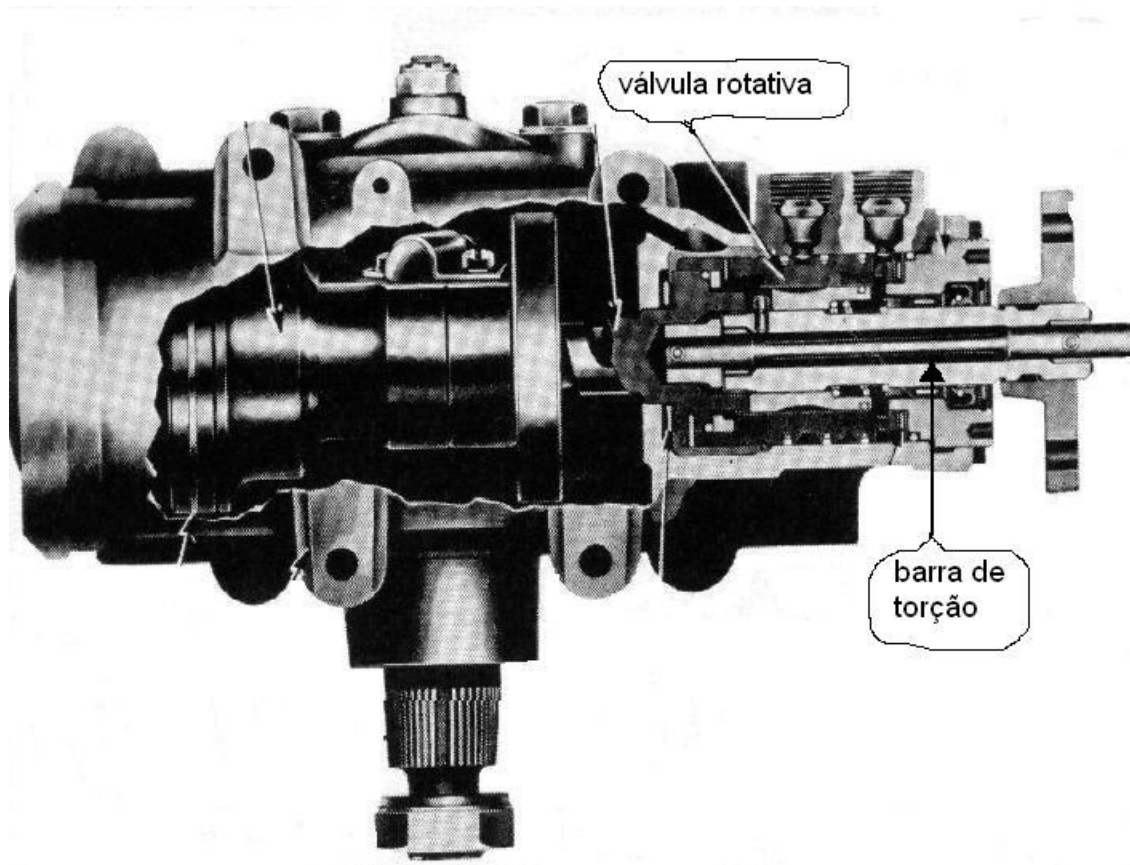


Figura 35 - Corte parcial de direção Sagnaw com válvula rotativa

4.5 SERVOMECANISMO DE UMA BOMBA SWASHPLATE DE VAZÃO VARIÁVEL

Neste servomecanismo o que se deseja é mostrar que o mesmo procedimento para explicar o funcionamento das direções hidráulicas serão usados para explicar o funcionamento do movimento da placa swashplate ao ser virada de um lado, ou de outro, analogamente às rodas de um veículo. Na Figura 36 é apresentado um esquema de uma bomba tipo swashplate de vazão variável comercial acionando um motor tipo swashplate de vazão fixa. A válvula de controle de vazão e o mecanismo das barras compõem na figura 36 o conjunto que chamamos de servoválvula. Os dois cilindros servocontroladores são os elementos que, sob a ação da servoválvula,

controlarão a inclinação da placa swashplate. Deve-se observar que esta ação é exatamente aquela de uma direção hidráulica acionando o volante para direcionar as rodas de um veículo. Esta ação difere apenas no braço de controle onde no carro ele é o volante de direção. Na direção hidráulica, como discutido anteriormente, o pequeno giro da barra de torção, ou a compressão da mola espiral, através de mecanismo específicos, movimentavam a válvula 4/3 vias convenientemente para direcionar o óleo para o cilindro de trabalho.

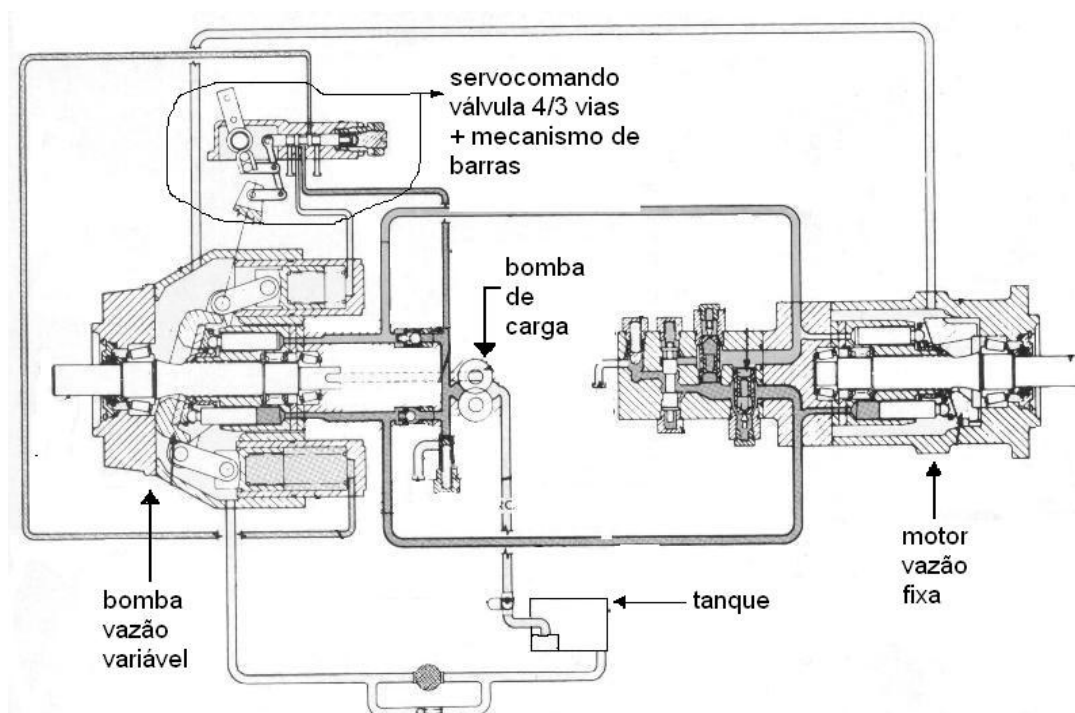


Figura 36 - Servo comando de bomba swashplate vazão variável do mercado

Neste caso, o movimento do braço de controle, através de um sistema de barras devidamente arranjadas, movimentará a válvula 4/3 vias direcionando o óleo para o cilindro. A mola de compressão dará a força que o operador sentirá ao acionar o braço de controle. Pode-se ainda fazer uma pequena modificação em relação ao que foi até aqui discutido, substituindo a mola de compressão por uma mola de torção, colocada no eixo de rotação do braço de controle. A Figura 36 ilustra este mecanismo.

Este sistema é usado em praticamente todas as betoneiras veiculares existentes no mercado. O sistema hidráulico é composto pelo motor diesel do caminhão que aciona a bomba swashplate de vazão variável que por sua vez alimenta através de mangueiras o motor de vazão fixa acoplado ao redutor. Este redutor é fixado diretamente no eixo do balão de concreto.

Por outro lado, um operador aciona remotamente através de varão ou cabo de aço a alavanca de controle do servomecanismo que muda a inclinação da placa swashplate da bomba variando sua vazão. Este controle atua diretamente no motor hidrostático variando a sua rotação e, conseqüentemente, a rotação do balão. Além da variação da rotação, o sentido de rotação também pode ser variado. Todo este controle que está na mão do operador é utilizado para misturar o concreto num sentido e para descarregar o concreto no outro sentido de rotação, assim como determinar a vazão desse concreto.

CAPÍTULO 5 - MODELAGEM DO SERVOMECANISMO

A modelagem do servo mecanismo hidráulico aplicado na bomba swashplate é baseado nos seguintes dados:

- Tipo de mola – mola de torção, barra de torção ou mola de compressão
- válvula 4/3 vias – centro aberto, centro fechado ou zero
- válvula 4/3 vias com movimento angular ou movimento linear
- tipo da bomba de carga
- vazão aproximada da bomba de carga
- pressão máxima da bomba de carga
- forma de acionamento do carretel da válvula
- realimentação ou feedback

Neste caso os dados são:

- tipo de mola – compressão
optou-se por este tipo de mola porque possibilita obter o menor comprimento axial do conjunto;
- válvula 4/3 vias com centro fechado
esta válvula com centro fechado permite que o pistão que aciona a placa swashplate pare na posição estabelecida e mantenha-se nesta posição; a designação 4/3, lê-se quatro barra três, significa que a válvula tem 4 conexões e 3 posições;
- bomba de engrenagens
este tipo de bomba é o mais simples, o mais compacto e de menor custo no mercado;
- vazão – 17 [l/min] a 1800 rpm
conforme informação de outras máquinas do mercado (Manual Sundstrand) a vazão deve ser em torno de 11% da vazão nominal da bomba de pistões axiais;

além de acionar os pistões do servo mecanismo esta vazão irá suprir as perdas devido ao vazamentos internos da bomba e do motor no circuito fechado;

- pressão máxima – 140 [bar]
a pressão máxima utilizada no sistema será em torno de 30 [bar]; entretanto no mercado a bomba disponível está especificada para pressão máxima de 140 [bar];
- acionamento do carretel por mecanismo de barras
este tipo de acionamento é o mais indicado devido a posição de colocação do conjunto do servo mecanismo em relação ao movimento da placa swashplate;
- realimentação por mecanismo de barras
a realimentação para o servo comando deverá ser feita pelo próprio mecanismo da barras que serão utilizadas;

Para o desenvolvimento deste trabalho mais uma informação importante e necessária teve que ser utilizada, ou seja, o local onde a válvula deverá ser fixada na carcaça da bomba swashplate de vazão variável. Este dado precisa fazer parte do desenvolvimento da modelagem deste servomecanismo porque ele será feito especialmente para este caso real, isto é, a bomba já existe neste campus. A posição do servomecanismo é tal que a linha de centro do carretel, ou o plano onde está o centro do carretel, deverá estar no plano dos pontos mortos da máquina swashplate, conforme explicado na Figura 16. Além disso, este plano é tal que passa também pelo centro dos pistões quando eles se encontram no ponto morto interno e ponto morto externo, além de passar pelo centro do eixo da máquina como mostrado na bomba montada da Figura 37.

O furo retangular e passante na parte superior da carcaça, Figura 37, juntamente com os dez furos previamente rosqueados no seu contorno, é a região onde será fixado o servomecanismo. Na parte externa do corpo da bomba swashplate ficará alojada a parte do servomecanismo que contém o corpo da válvula e seus respectivos furos passantes, o carretel, a mola espiral de compressão, assim como elementos de ajuste e de vedação. Internamente, na carcaça da bomba swashplate, estarão montadas as barras que formarão um sistema de atuação sobre o carretel, como sinal de entrada, assim como servirão de elo mecânico para a realimentação do servo

comando. Deve-se também observar a região onde estará fixada a bomba de carga do sistema.

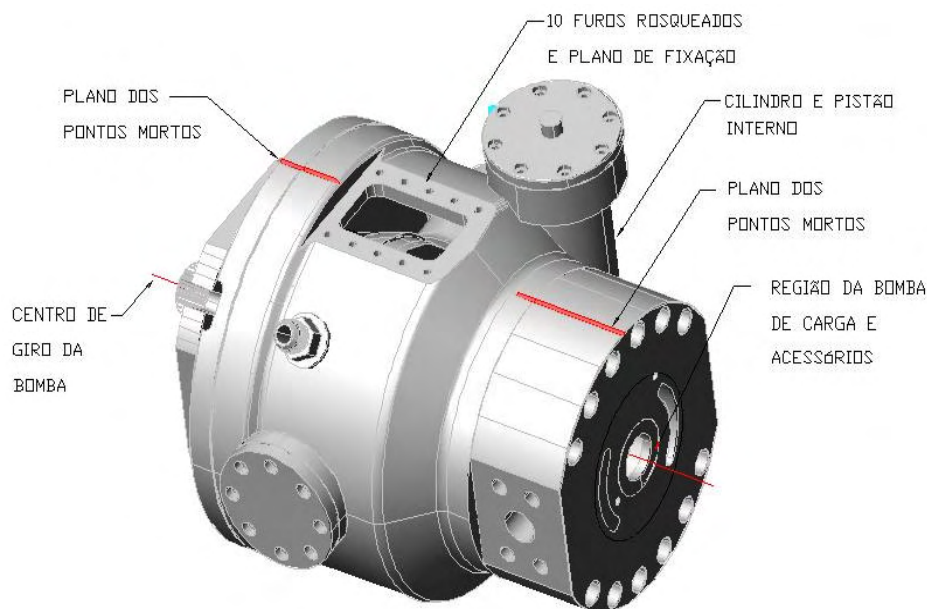


Figura 37 - Conjunto bomba swashplate vazão variável e plano dos pontos mortos

Na Figura 38 são apresentados os elementos que compõem o servomecanismo. A placa swashplate está mostrada em corte no plano dos pontos mortos. A linha de centro de cada barra, o centro de rotação de cada barra, a linha de centro do corpo da servo válvula, o carretel da válvula e a linha de centro da mola de compressão também estão no plano dos pontos mortos. Nesta mesma Figura 38, em relação à linha de centro do carretel, é mostrado o corpo da válvula girado de 90°.

Os centros de rotação flutuantes das barras são assim denominados porque eles se deslocam no espaço durante o funcionamento do servo. Por outro lado, os centros de rotação fixos estão fixados no corpo da servo válvula e no corpo da placa swashplate. O centro de rotação do parafuso de conexão localizado no corpo da placa swashplate descreve, durante o seu funcionamento, um arco de circunferência em relação ao centro de giro da placa swashplate, como mostrado na figura 38. A alavanca de comando é o elemento que será utilizado pelo operador da máquina para acionar o servo mecanismo fazendo com que a placa swashplate gire, em relação a posição de vazão zero, para um ou outro lado, variando tanto o sentido do fluxo de

óleo assim como a sua vazão. Numa betoneira veicular isto significa fazer o balão de concreto girar para misturar o concreto, ou para descarregá-lo, numa obra de construção civil.

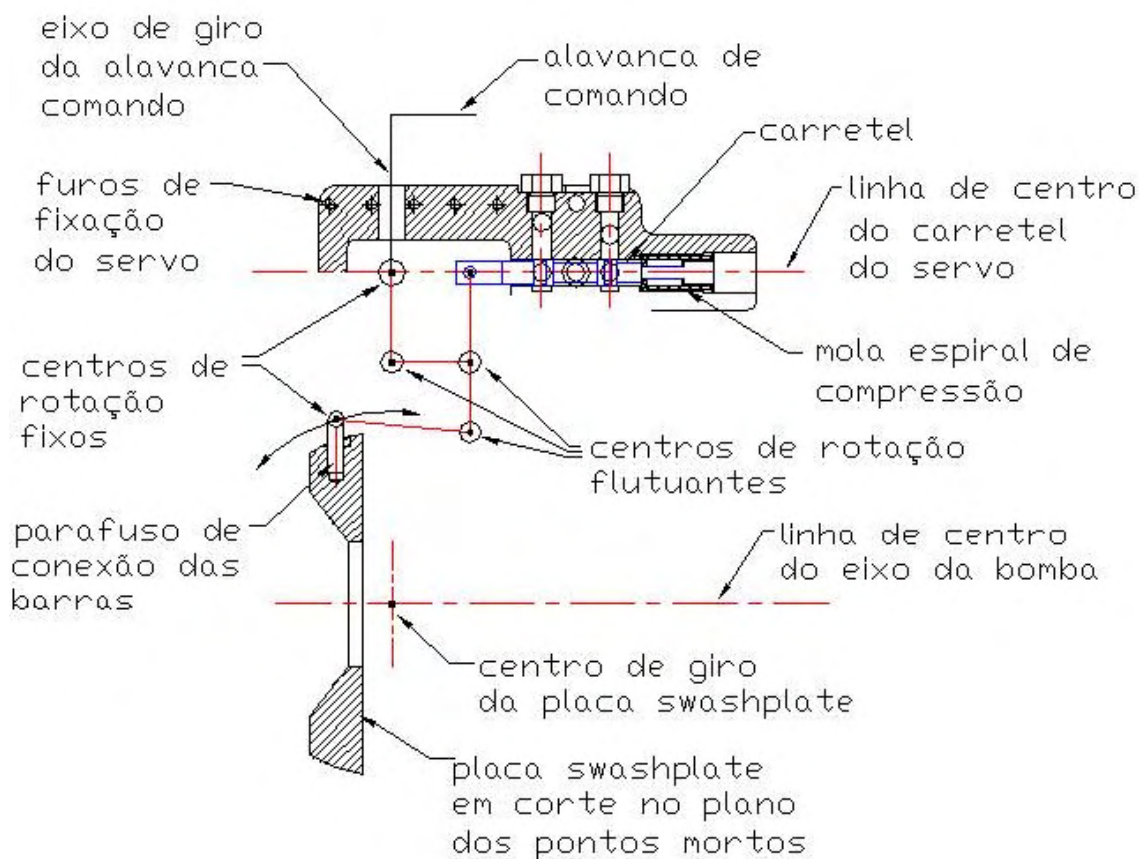


Figura 38 – Elementos do servomecanismo

Para desenvolver a modelagem do servomecanismo hidráulico alguns parâmetros foram considerados fixos, pois fazem parte da bomba de vazão variável que já existe, ou seja, é parte do projeto total da bomba. Estes parâmetros são:

- centro de giro da placa swashplate
- linha de centro do eixo da bomba swashplate
- dez furos M6 rosqueados no corpo central da bomba swashplate
- corpo da placa swashplate e parafuso de conexão para as barras
- lado da alavanca de comando em relação ao corpo do servo mecanismo
- posição dos furos de entrada e saída do óleo da válvula 4/3 vias

Com estas informações o desenvolvimento do servomecanismo pode ser iniciado utilizando-se os parâmetros iniciais da Figura 39. A distância entre as linhas de centro do carretel e do eixo da bomba swashplate ficou estabelecida em 166,0[mm]. Para obter este valor foram feitas previamente várias discussões. Entretanto ficou claro que este valor poderia ser alterado com o desenvolvimento do trabalho.

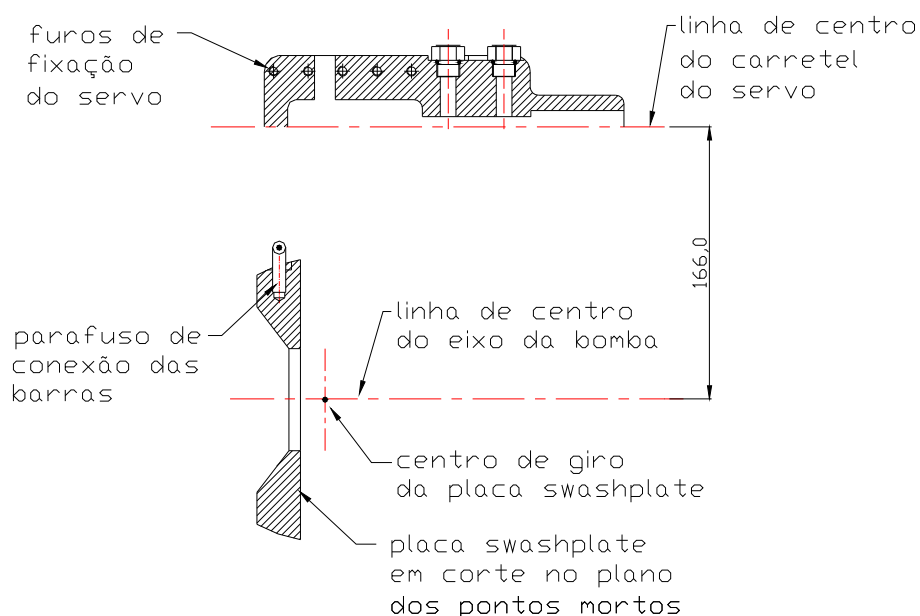


Figura 39 – Parâmetros iniciais para desenvolver o servomecanismo

Como a vazão da bomba de engrenagens é de aproximadamente 16[l/min], pode-se estimar o diâmetro da tubulação e dos furos de tal forma que a velocidade do fluido não seja superior a 5[m/s] (Manual Sundstrand). Desta forma os furos devem ter diâmetro de 10[mm]. Analisando os furos de entrada e saída, considerando que o carretel se movimentará em um mancal constituído pelo próprio material da carcaça da válvula, e que o escoamento do óleo no furo através do carretel não deverá sofrer muita restrição, inicialmente o diâmetro do carretel foi adotado como sendo 12[mm] após várias análises por “tentativa e erro”. Alguns carretéis existentes no mercado

também serviram para que fosse realizado um estudo tátil-visual e decidir por alguns detalhes na modelagem.

Paralelamente, também, definiu-se o furo de conexão do carretel ao mecanismo de barras, Figura 40, levando-se em consideração o espaço de movimentação linear do carretel. A posição do furo foi analisada em seguida junto com o mecanismo das barras, tendo em vista verificar possíveis interferências no funcionamento do conjunto.

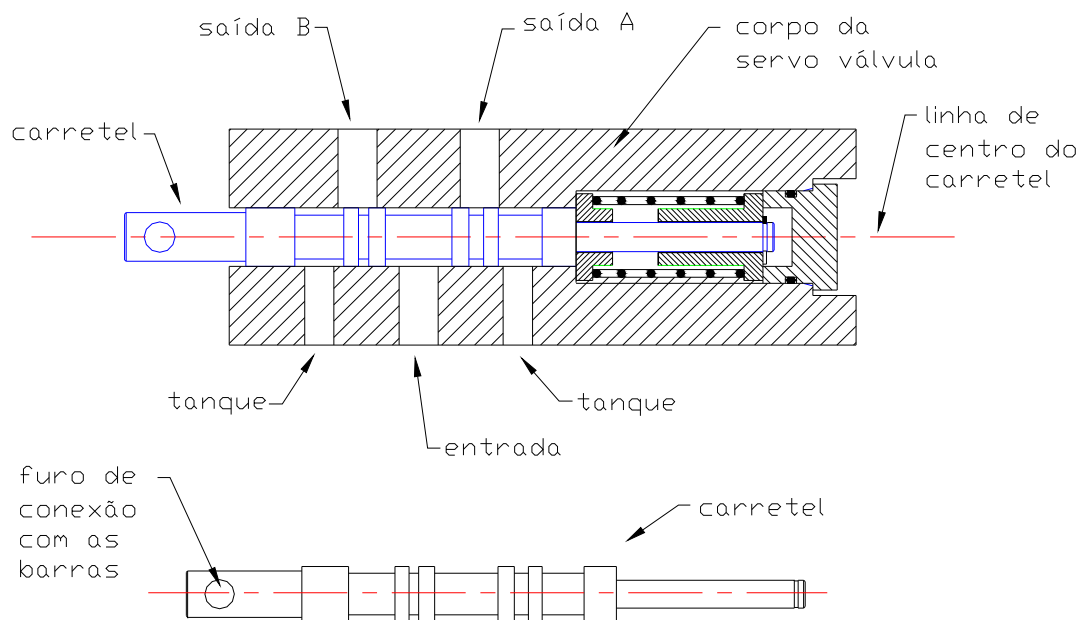


Figura 40 – Parâmetros iniciais dos furos e o carretel da servo válvula

Com esta definição e com o acoplamento das barras pode-se verificar o funcionamento entre os dois extremos da placa. Na posição mostrada na Figura 41 a placa swashplate está deslocada de $\alpha = 18^\circ$ para a esquerda, ou ponto de vazão máxima; na Figura 42 está na posição central, ou ponto de vazão nula; e na posição à direita está deslocada de $\alpha = -18^\circ$ e com vazão máxima, mas com o fluxo invertido. Portanto, a placa swashplate se desloca em todo o seu ângulo de giro e funciona juntamente com o servomecanismo sem interferências, considerando apenas as linhas de centro das barras. Quando a alavanca de comando for acionada a barra fixada no

seu eixo, ou barra 1, irá se deslocar de um certo ângulo e através da barra horizontal movimentará o carretel fazendo com que ele se desloque linearmente.

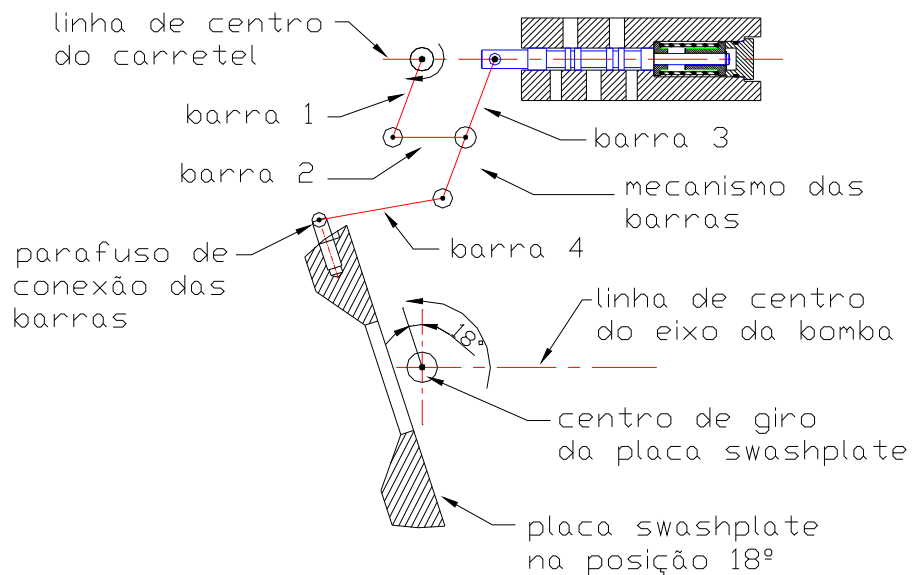


Figura 41 – Placa swashplate com $\alpha = 18^\circ$ e mecanismo das barras e carretel

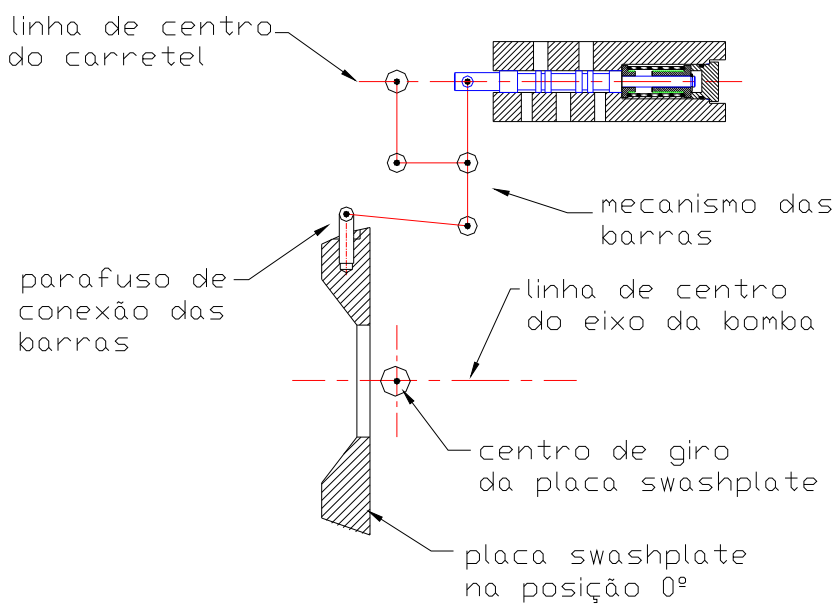


Figura 42 – Placa swashplate com $\alpha = 0^\circ$ e mecanismo das barras e carretel

Este movimento axial do carretel faz com que o óleo de entrada seja direcionado para a saída A ou B, dependendo do sentido de movimentação. Em seguida o óleo deverá acionar um cilindro hidráulico que movimentará a placa swashplate que por sua vez, através da barra de realimentação, acionará a barra vertical, barra 3, fazendo com que o carretel retorne para a sua posição central, deixando de alimentar o cilindro hidráulico, mas mantendo o seu pistão e haste na mesma posição.

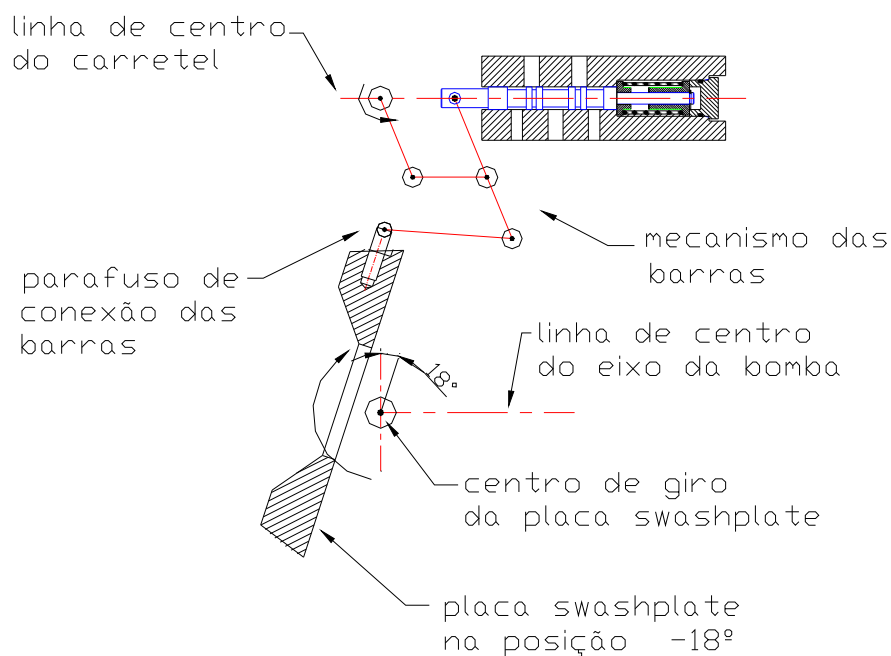


Figura 43 – Placa swashplate com $\alpha = -18^\circ$ e mecanismo das barras e carretel

Por outro lado, quando o carretel volta para a posição central através do giro da placa swashplate e realizado pelo pistão do cilindro, a barra 3 gira em torno do ponto de conexão da barra 2 com a barra 3. Neste instante a barra 1, a barra 2 e a barra 4 atuam compensando o movimento do conjunto das barras.

Outro elemento importante do mecanismo é a mola de compressão. Ela atua para gerar a força de oposição ao movimento da alavanca de comando na mão do operador.

Portanto o seu dimensionamento foi feito para que o operador tenha sensibilidade adequada no instante que precisar acionar o servocomando. Nesta análise ergométrica a relação entre os comprimentos das barras é levado em conta. Aqui também todo o processo foi feito por “tentativa e erro” comparando os resultados com os mecanismos existentes no mercado.

Numa etapa seguinte, a mola de compressão teve o seu posicionamento assim como a sua fixação, definidos no desenho. Durante esta operação alguns elementos adjacentes, tais como, anel elástico, anel O-ring e cilindro de vedação foram definidos e desenhados, conforme mostrados na Figura 45. Pode-se observar que o cilindro de vedação possui um furo cego para acomodar o movimento do carretel. Este furo otimiza o comprimento axial do conjunto.

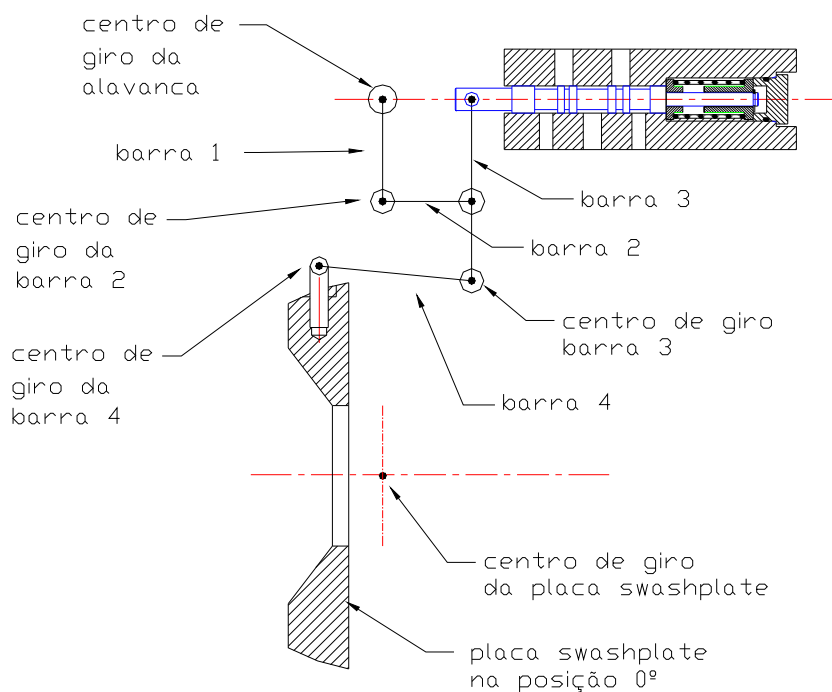


Figura 44 – Atuação das barras no movimento do carretel

As posições dos furos de saída, de entrada e do tanque estavam inicialmente definidos na direção axial, mas para posicioná-los nas posições radiais necessitou-se

de uma análise por “ tentativa e erro” mais demorada, conforme mostrado na Figura 45.

Após todas as definições dos elementos do servomecanismo quanto a geometria, funcionamento e dimensões, pode-se iniciar a modelagem em 3D de todo o conjunto.

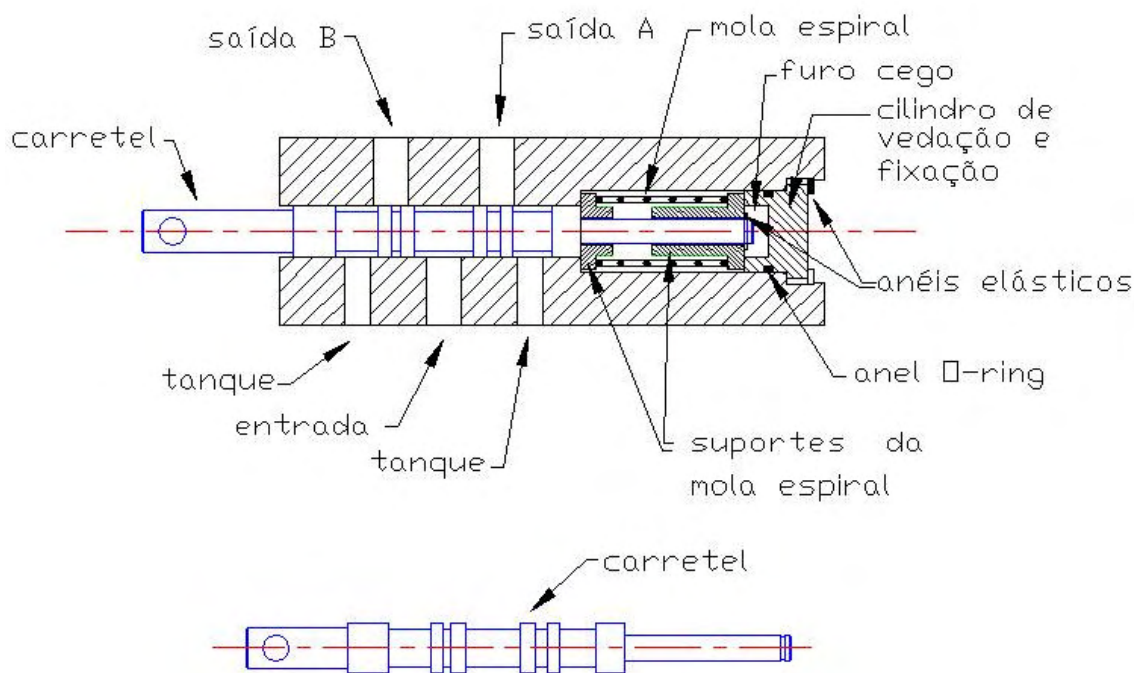


Figura 45 – Mola espiral, anel O-ring, carretel, anel elástico e suporte da mola

Na Figura 46, em 3D, é mostrado o conjunto da servo válvula com todos os seus elementos já modelados e a placa swashplate na posição -18° . O canal do tanque, ou de retorno do óleo, foi desenvolvido após uma combinação de um furo na direção longitudinal da válvula e dos dois furos numa direção perpendicular, ou radial, ao seu eixo. Esses dois furos deverão ser tampados acima do furo longitudinal. Este furo de dreno, ou de tanque foi estabelecido após muitas operações de “tentativa e erro”, pois o processo para usiná-los também teve de ser levado em conta. Os furos de saída A e B não aparecem neste corte, pois eles estão atrás desse plano de corte. O anel O-ring em a finalidade de vedar o óleo sob pressão dessa região. O cilíndrico de vedação,

juntamente com o anel O-ring, é posicionado e fixado através do anel elástico e do escalonamento do furo. O carretel e a mola espiral, nas Figuras 44, 45 e 46 estão mostrados na posição central ou posição de equilíbrio.

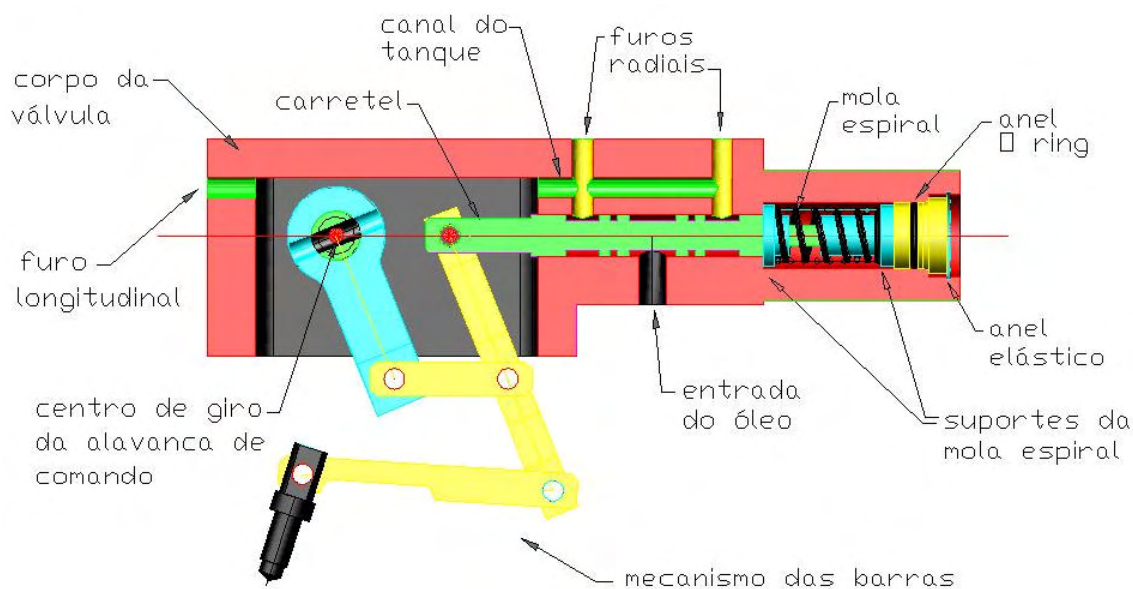


Figura 46 – Servo comando em 3D

No entanto, sempre que a alavanca de comando é acionada pelo operador o carretel se desloca, ou para a esquerda, ou para a direita. Durante estes deslocamentos a mola espiral é comprimida, também, ora para a esquerda, ora para a direita. Esta compressão da mola é realizada com o auxílio dos dois suportes ou guias da mola espiral e mostrados na Figura 46. Quando a compressão é para a direita o suporte segue junto com o carretel devido ao escalonamento deste eixo. Por outro lado, quando a compressão é para a esquerda o suporte segue também junto com o carretel, mas neste caso é um pequeno anel elástico fixo no carretel, Figura 45, que o desloca.

As Figuras 47, 48 e 49 mostram, agora, a servo válvula acoplada ao corpo da bomba swashplate de vazão variável, nas posições em que a placa variável está deslocada do ângulo $\alpha = 18^\circ$, $\alpha = 0^\circ$ e $\alpha = -18^\circ$, respectivamente. O corpo central foi cortado no plano dos pontos mortos que é também o mesmo plano de corte do corpo

da servo válvula. Nestas mesmas figuras foram suprimidas algumas peças para melhorar a visualização.

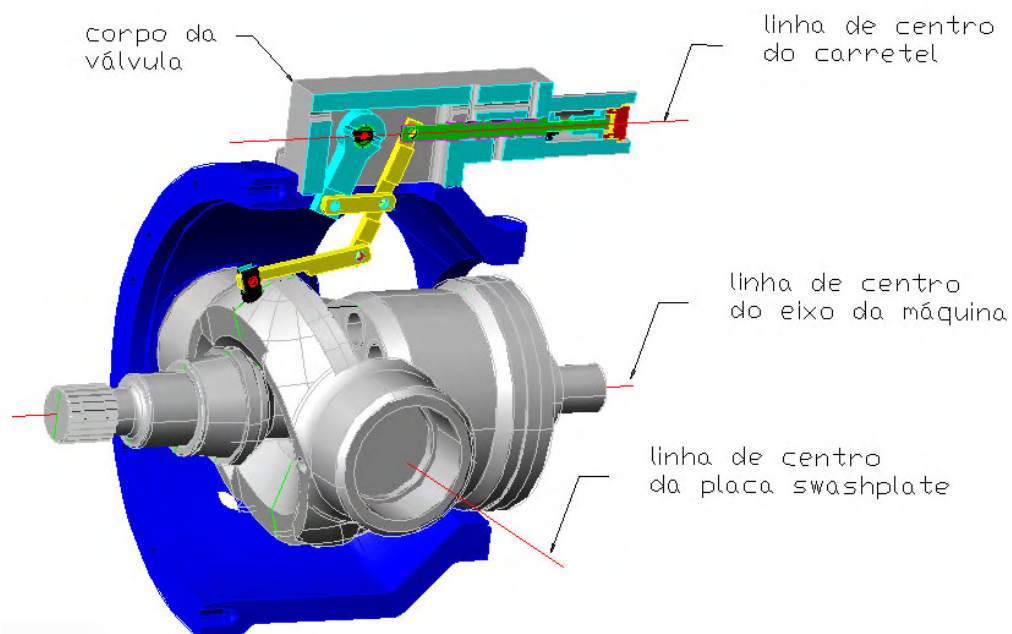


Figura 47 – Servocomando acoplado ao corpo da bomba com $\alpha = 18^\circ$

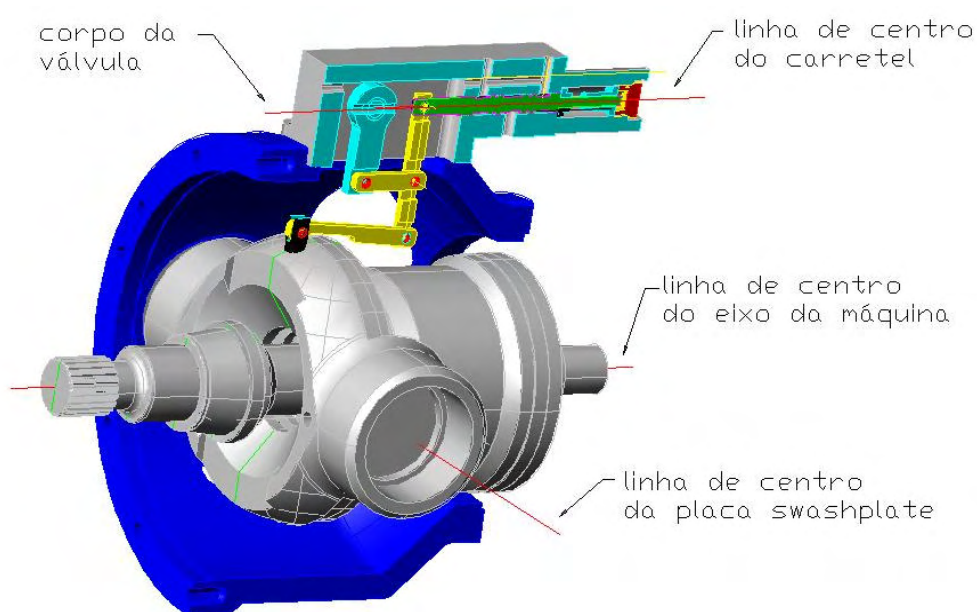


Figura 48 – Servocomando acoplado ao corpo da bomba com $\alpha = 0^\circ$

Alguns problemas somente apareceram durante a modelagem. É o caso da barra 4. Neste elemento, com a placa swashplate na posição $\alpha = 18^\circ$, esta barra sofria interferência com a placa swashplate. Para resolver o problema foi necessário modelar esta barra, por “tentativa e erro”, até que não houvesse mais interferência entre estas peças. Observar que a barra 4 possui um escalonamento do lado onde é fixada na placa swashplate.

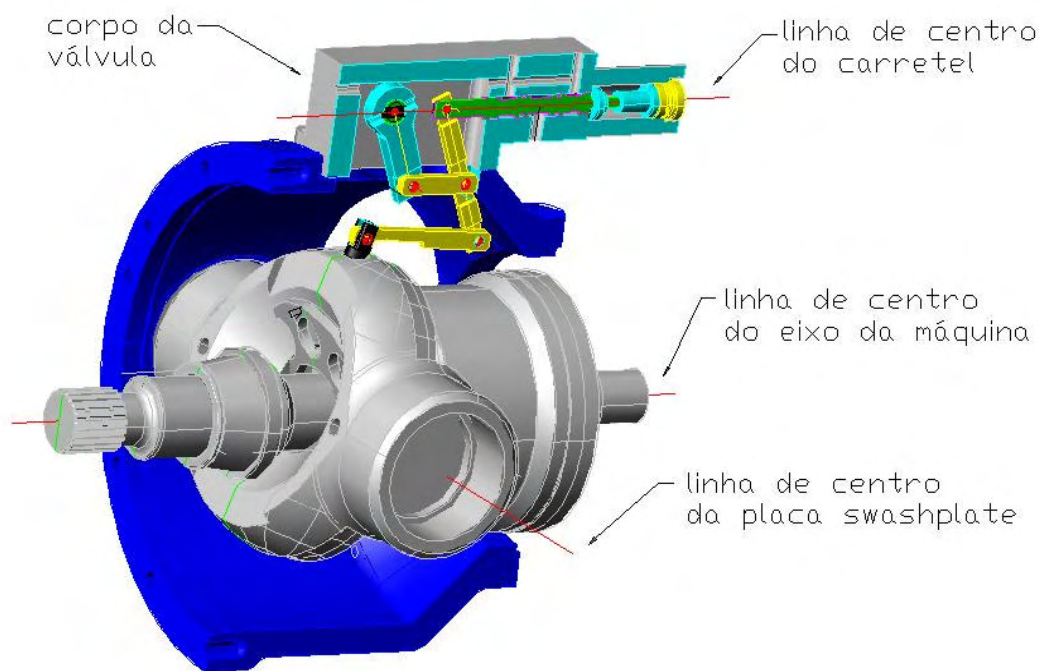


Figura 49 – Servocomando acoplado ao corpo da bomba com $\alpha = -18^\circ$

Na realidade um servo comando não funciona apenas com as peças que foram modeladas até aqui. São necessários ainda os seguintes componentes:

- Bomba de carga
- Válvulas de retenção
- Válvula de alívio de carga
- Tubulações

A válvula de retenção foi modelada de acordo com a vazão da bomba de carga, isto é, 17 [l/min] e após análise tátil-visual de válvulas que estão funcionando no mercado. Nesta válvula a mola espiral e a esfera foram escolhidas de acordo com

catálogo e padrões de mercado. Também há necessidade de um O-ring entre o corpo da válvula e o furo do flange. A Figura 50 ilustra os detalhes em 2D e 3D desta válvula. A válvula de retenção vai conectada à sucção da bomba swashplate. Deve-se lembrar que a sucção troca de posição com o recalque quando se inverte o sentido do fluxo da bomba através da servo válvula. Portanto, são necessárias duas válvulas de retenção, isto é, uma em cada pórtico da bomba swashplate. Pórtico é a denominação para cada um dos dois furos de entrada/saída da bomba.

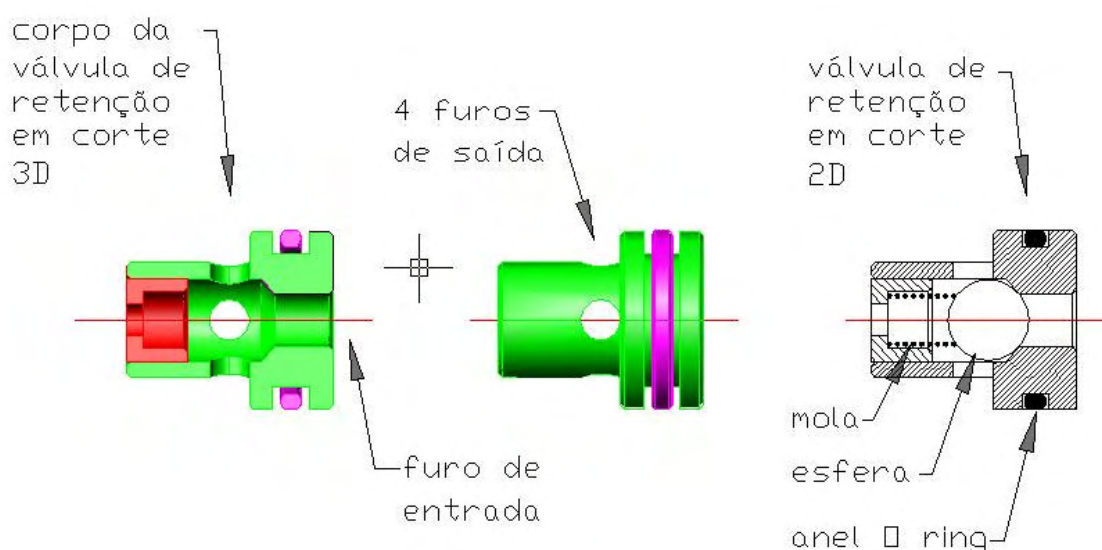


Figura 50 – Válvula de retenção em 2D e 3D

Através da válvula de retenção a bomba de carga mantém sempre o lado de sucção da bomba swashplate sob pressão, ou pode-se também dizer que a bomba trabalha afogada.

A Figura 51 ilustra a bomba de carga e a válvula de retenção acopladas ao flange da bomba swashplate que está mostrado em corte. Nesta figura a linha de centro do eixo da bomba de carga e da bomba swashplate são concêntricas. A válvula de retenção é acoplada ao furo escalonado do flange. O escalonamento não permite o movimento axial da válvula num sentido. A restrição ao movimento no sentido contrário é feita pela peça denominada meia-lua, mostrada na Figura 52. O pórtico de

sucção permite a entrada do óleo da bomba de carga através da válvula de retenção, ao passo que o pórtico de recalque restringe.

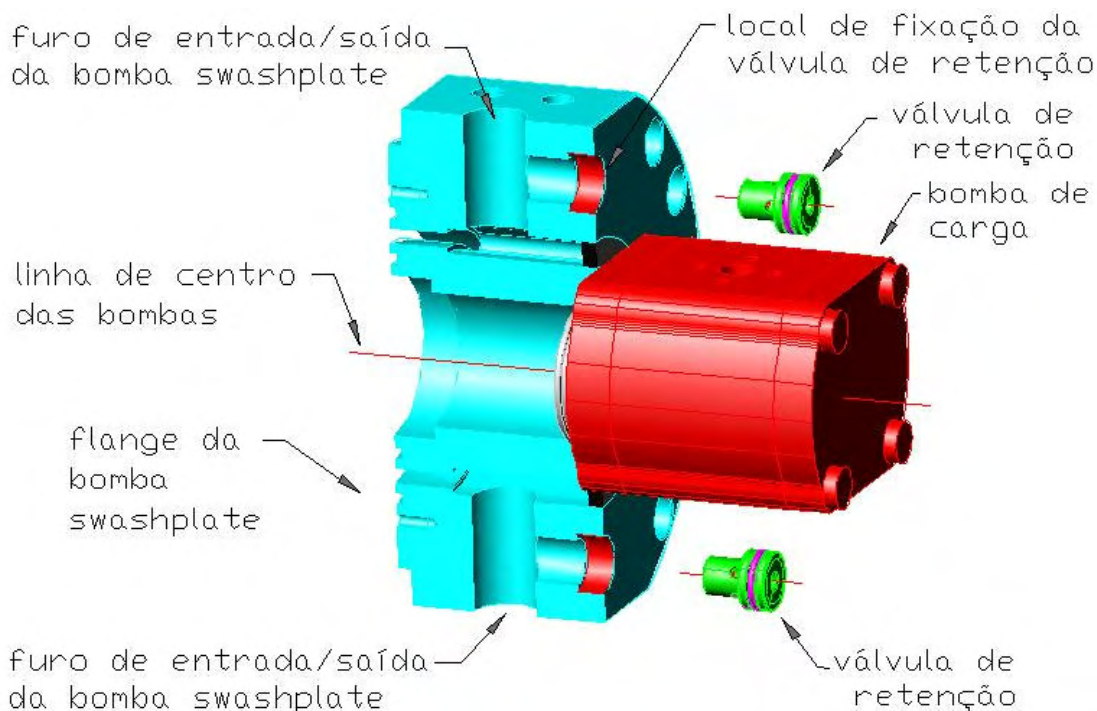


Figura 51 – Válvula de retenção e bomba de carga na posição de montagem

A válvula de retenção está continuamente ligada à saída da bomba de carga, pois o furo de entrada da bomba swashplate será alimentado pela bomba de carga através desta válvula. Para que haja esta conexão hidráulica, a saída da bomba de carga alimenta o canal interno da meia-lua através do seu flange cilíndrico, de um duto, do flange retangular da válvula de alívio e de um canal interno desta válvula, conforme mostrado em 3 D na Figura 52. Portanto o canal interno da meia-lua é exatamente o pórtico de saída da bomba de carga. Como a bomba swashplate pode girar no sentido horário ou anti-horário, a conexão hidráulica entre a bomba de carga e a meia-lua pode, também, ser mudada quando se inverte o seu sentido de rotação. Quando isto acontece o flange cilíndrico, do duto de conexão e o flange da válvula de alívio deverão ser instalados no outro pórtico da bomba de carga. Todavia os outros elementos continuarão no mesmo lugar e funcionando da mesma forma que a anterior.

Como a válvula de alívio possui duas conexões de entrada simétricas, uma delas deverá ficar fechada de acordo com o sentido de rotação da bomba de carga.

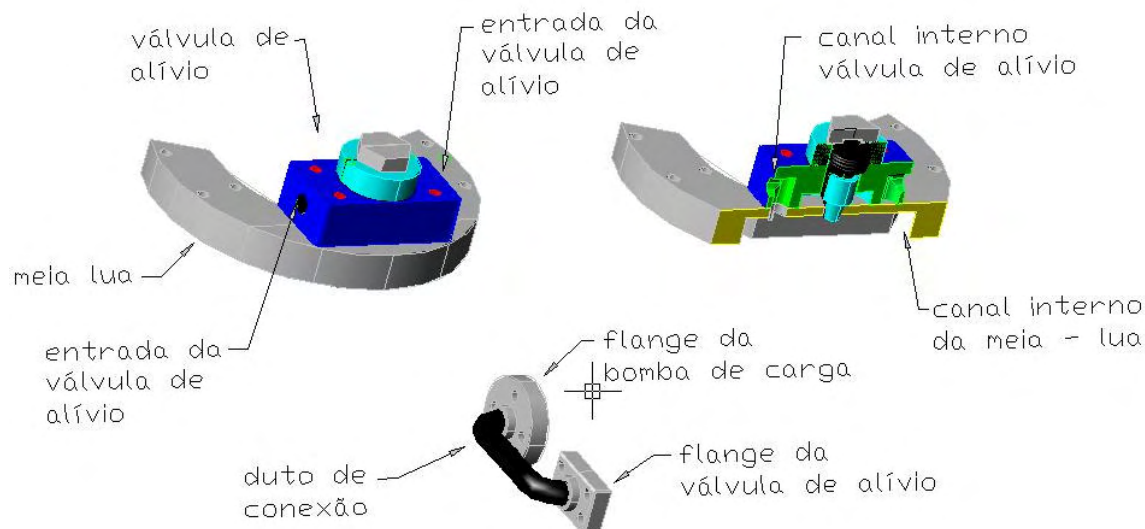


Figura 52 – Válvula de alívio e meia - lua

A Figura 53 mostra mais detalhes da meia-lua e da válvula de alívio. Pode-se observar a mola da válvula e a válvula propriamente dita. A válvula de alívio é constituída de um cone que se acomoda num furo cilíndrico e é pressionado pela mola fazendo a vedação entre a câmara de descarga e o canal da meia-lua, o qual corresponde à saída da bomba de carga. Quando a pressão no canal, ou da bomba de carga, cresce acima de um valor determinado pela mola, e previamente estabelecido, o cone abre a passagem e o óleo é descarregado na câmara da válvula de alívio. Em seguida, através de furos axiais entre esta câmara e a parte interna da bomba swashplate, o óleo segue para o tanque.

Através da meia-lua, Figura 54, existe uma conexão hidráulica entre a bomba de carga e a entrada da válvula do servo comando. Esta conexão será sempre a mesma independente do sentido de rotação da bomba de carga. Portanto, a pressão de entrada da servo válvula é sempre a pressão da válvula de alívio. Ainda na Figura 54 também são mostradas as conexões da servo válvula ao cilindro, isto é, a conexão da saída A e a conexão da saída B.

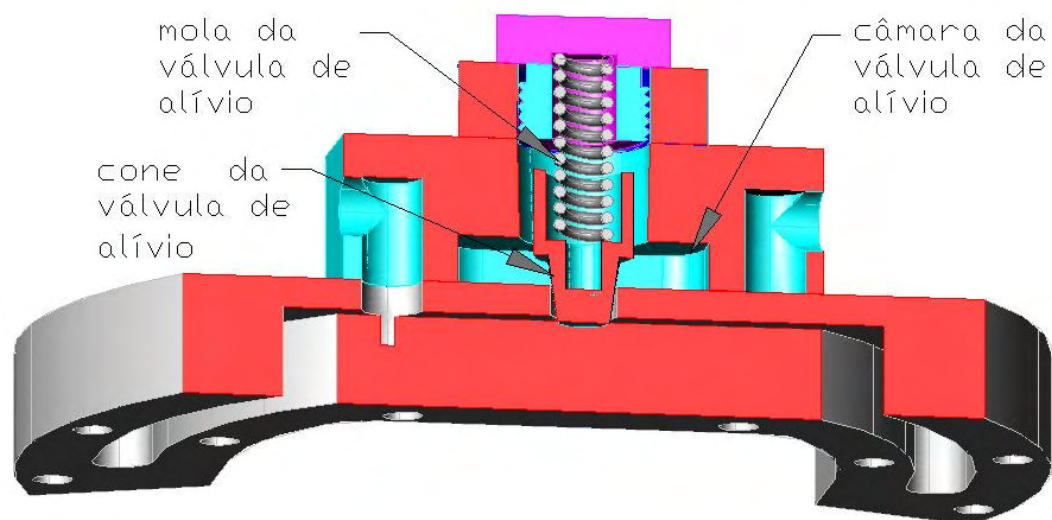


Figura 53 – Detalhes da meia-lua e da válvula de alívio

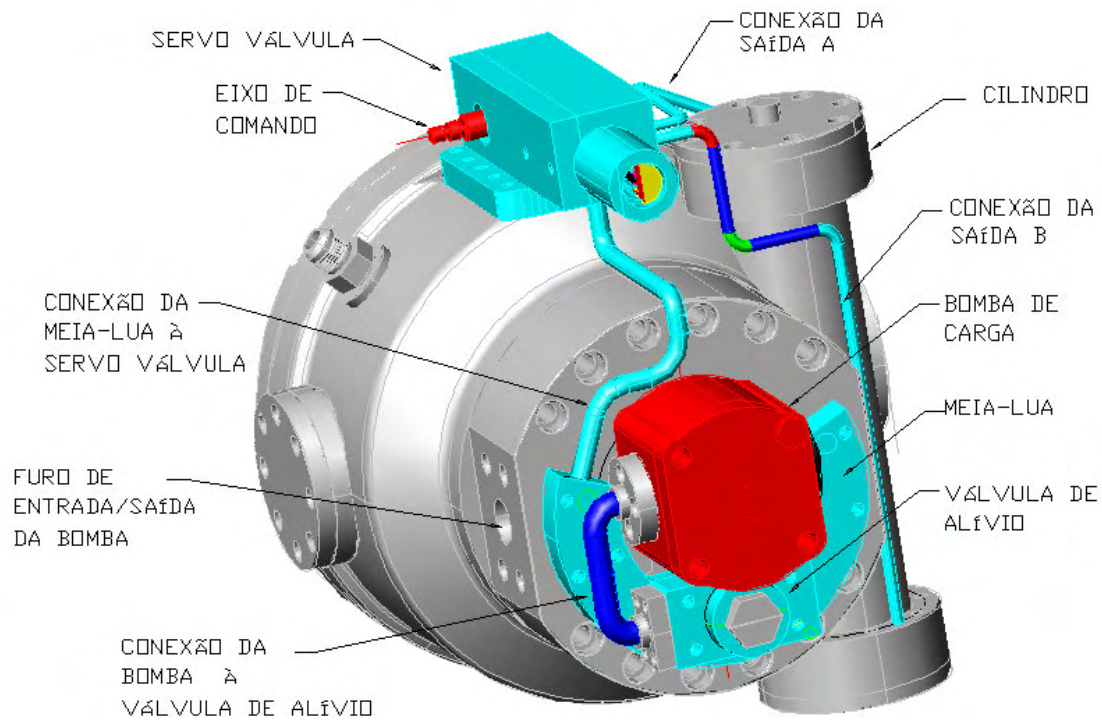


Figura 54 – Conjunto bomba swashplate e servo comando completos – lado A

Os parafusos foram suprimidos da Figura 54 para melhor visualização das peças em análise. O eixo da alavanca de comando externo da servo válvula também é mostrado na Figura 54 .

A Figura 55 apresenta a montagem do lado oposto ao da Figura 54. Nesta figura podem ser vistos os dutos de conexão A e B da servo válvula até o cilindro de acionamento da placa swashplate. A válvula de alívio está sem o flange tampão a fim de que se possa visualizar o furo de conexão com a bomba de carga, quando a rotação for invertida. A posição das linhas de centro do carretel, da alavanca de comando e da bomba swashplate, discutidas no início da modelagem, podem ser vistas, agora, nas suas posições definitivas. Deve-se observar também a posição relativa entre o pórtico de entrada/saída e a meia-lua, neste lado oposto ao da Figura 54.

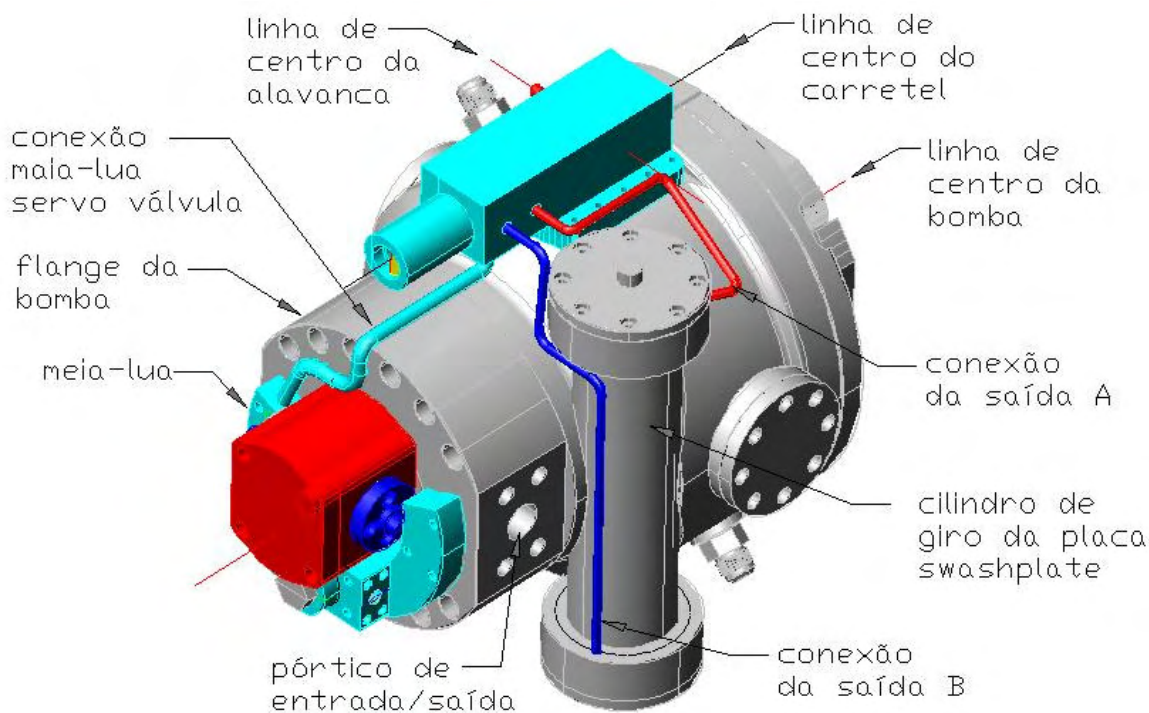


Figura 55 – Conjunto bomba swashplate e servo comando completos – lado B

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES

Para o desenvolvimento deste trabalho contribuições importantes foram obtidas para o ensino, para a pesquisa e para o país. Para o ensino e pesquisa a contribuição é natural, pois todo o conhecimento adquirido será de alguma forma levado para outros trabalhos na graduação e na pós-graduação.

De forma prática, o desenvolvimento deste projeto pode ser dividido em etapas, tais como, formulação do problema, estudo sobre o problema, aquisição de conhecimento e implementação, sendo estas etapas interativas entre si. A primeira etapa apresentada foi desenvolvida no início das atividades do trabalho. Em seguida foi realizado um estudo sobre os assuntos a serem abordados. O objetivo deste estudo foi familiarizar-se com os conceitos que seriam fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho. É importante ressaltar que o grande problema encontrado durante o desenvolvimento deste projeto foi a dificuldade em encontrar referências bibliográficas específicas relacionadas com este tipo de equipamento, principalmente no que se refere ao dimensionamento dos seus componentes.

Pode-se considerar que os objetivos almejados no início do trabalho foram alcançados com êxito, principalmente levando-se em conta as dificuldades encontradas durante a sua realização. Como em todo trabalho de pesquisa, algumas idéias discutidas no início foram abandonadas ou reavaliadas, devido a limitações encontradas durante a sua realização e por ser um assunto pouco abordado na literatura.

A modelagem pode ser considerada uma das atividades mais completas e importantes dentro da engenharia mecânica atualmente. Muitas decisões tomadas durante a elaboração do modelamento afetaram de modo direto todas as outras etapas seguintes. Estas decisões foram tomadas baseadas na experiência do projetista e no estudo de casos semelhantes registrados. O ato de modelar uma peça formando o conjunto não se restringe unicamente aos conhecimentos de engenharia analisados isoladamente, é necessário compreender de forma detalhada, os processos de fabricação mais adequado para cada operação, bem como a interação com os conhecimentos que operadores de máquinas possuem.

A utilização de desenhos em 3D no desenvolvimento deste trabalho foi muito importante na verificação do funcionamento dos elementos deste equipamento.

Este trabalho comprova que o país tem plenas condições de projetar e construir este tipo de equipamento. Outros trabalhos paralelos de projeto e construção de máquinas neste departamento de mecânica também comprovam este pensamento.

Outros problemas não conhecidos surgiram tendo em vista a maior complexidade deste equipamento. O trabalho se desenvolveu visando obter um equipamento totalmente nacional e equivalente aqueles existentes no mercado. Desta forma, contamos com constantes e valiosas trocas de informações com o setor de manutenção da Liebherr do Brasil, em Guaratinguetá.

Trabalho futuros relativos ao assunto deverão ser desenvolvidos não mais em termos de tecnologia mas com relação ao mercado, ou seja, conseguir produzir este equipamento em escala e com preço competitivo, a fim de que seja possível a substituição das bombas swashplate de vazão variável que utilizam este servocomando e que atualmente são importadas. Isso demonstra a relevância do tema e o reconhecimento da importância deste trabalho para as empresas que utilizam este tipo equipamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEER, F. P.; JOHNSTON E.R.; DEWOLF, J. **Resistência dos Materiais**. Ed. Mc Graw Hill, 2006

BRUNELL, R. **Hydraulic and Pneumatic Cylinders**. England: Trade and Technical Press, 1970

CAMERON, A. **The Principles of lubrification**. London: Longmans Green, 1966

DIETER, W. **Les Éléments des Systèmes Hydrauliques**. Paris: Dunod, 1965.

EDGINGTON, ROY. **Desingn, Operation and Control of Pumps and Motors**. In Hydrostatic Transmission Systems. Edited by J. Korn. London: Intertext Books, 1969.

FAISANDIER, J. **Mécanismes oléo-hydrauliques**. Paris Dunod, 1987.

FAWCETT, J. R. **Hydraulic Servo Mechanisms and Their Applications**. England: Trade and Technical Press, 1970.

<http://www.pumpschool.com/intro/selection.htm>. Viking Pump, Inc, 1992.

JUVINALL, R.C.; MARSHEK, K.M. **Fundamental of machine component design**. New York. John Willey & Sons, 1991.

KRUTZ, G.W.; SCHULLER, J.K.; CLARK II, P.W. **Machine design for mobile and industrial applications**. Warrandale, Pa, SAE International, 1999.

LINSINGEN, I. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. Florianópolis. Editora UFSC, 2003.

MANUAL PARKER TRAINING. **Tecnologia Hidráulica Industrial**

MANUAL SUNDSTRAND. **Transmissões Hidrostáticas Séries 20-27**

MOREIRA, I. S. **Hidráulica Móbil. Senai.** 1995

Motor's Auto Repair. New York: The Automotive Business Magazine, 1962

MOTT, R.L. **Machine elements in mechanical design.** Columbus, Ohio: Prentice Hall, 1999.

NORTON, L. R. **Projeto de Máquinas.** Ed. Bookman, 2007

OEHLER, G. **Hdraulic Presses.** Edward Arnold, 1968

Pump School. Comparing 4 Types Of PD Pumps

REEVES, W. W. **Technology of fluid power.** Albany, NY Delmar Publishers, 1996.

THOMA, J. U. **Systematic design of axial piston hydrostatic machines. Pneum Power,** 1971.

THOMA, J. V. **Modern oil hydraulic engineering.** Surrey England. Trade & Technical Press, 1970.

WARRING, R. H. **Pumps Selection and Applications.** Morden, England: Trade and Technical Press, 1969.

ZANGRANDI, J. F. **Um método para o projeto de máquinas de pistões axiais tipo swashplate.** Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista - UNESP, 1993.