



**Governo do Estado de São Paulo  
Universidade Estadual Paulista**

**FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ**

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BOMBA  
DE PISTÕES AXIAIS SWASHPLATE**

**LAÉRCIO FERREIRA**

**PUBLICAÇÃO**

**GUARATINGUETÁ – SP**

**BRASIL**

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BOMBA  
DE PISTÕES AXIAIS SWASHPLATE**

***LAÉRCIO FERREIRA***

Dissertação apresentada à Faculdade  
de Engenharia, do Campus de  
Guaratinguetá, da Universidade  
Estadual Paulista para a obtenção  
Do título de Mestre em Engenharia  
Mecânica

GUARATINGUETÁ

2004

F383p	<p>Ferreira, Laércio</p> <p>Projeto e construção de uma bomba de pistões axiais swashplate / Laércio Ferreira.- Guaratinguetá : [s.n.], 2004 100f.: il.</p> <p>Bibliografia: f. 100</p> <p>Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2004</p> <p>Orientador: Prof. Dr. João Zangrandi Filho</p> <p>1. Bomba de pistões axiais swashplate 2.Máquina de pistões axiais I. Projeto e Construção de uma bomba de pistões axiais swashplate.</p> <p style="text-align: right;">CDU 621.65</p>
-------	---



**Governo do Estado de São Paulo  
Universidade Estadual Paulista**

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BOMBA  
DE PISTÕES AXIAIS SWASHPLATE**

**BANCA EXAMINADORA**

Prof. Dr. João Zangrandi Filho  
Unesp-Feg

Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva  
Unesp-Feg

Prof. Dr. Messias Borges Silva  
Faenquil

**GUARATINGUETÁ – SP**

**BRASIL**

**DADOS CURRICULARES****LAÉRCIO FERREIRA**

**NASCIMENTO:** 07/09/1952  
Taubaté - SP

**FILIAÇÃO:** Israel Domingues Ferreira  
Ana Rosa Ferreira

**1975/1979:** Curso de graduação de Engenharia Mecânica  
UNITAU – Taubaté.

Dedico todo o esforço deste trabalho ao meu pai Israel, à minha mãe Ana, aos meus irmãos e, principalmente à minha família, Cassiano e Nelma pelo apoio, paciência, compreensão e incentivo demonstrados durante o seu desenvolvimento, que foram de vital importância para a sua conclusão.

Ao Prof. João Zangrandi, pela paciência, compreensão e amizade.

E, acima de tudo, a Deus que sempre me iluminou em todos os dias de minha vida.

## AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser realizado sem o apoio e cooperação de diversas pessoas e entidades as quais sinceramente agradeço e presto a minha homenagem:

- a Universidade Estadual Paulista – Campus de Guaratinguetá , por proporcionar os apoios técnicos tornando possível a realização deste trabalho;
- quero registrar aqui meu eterno agradecimento ao Prof. Dr. João Zangrandi, meu orientador, que acolheu e tão pacientemente me guiou; estimulando-me para a conclusão deste trabalho;
- ao Dr. José Rubens de Camargo, pelos incentivos e pela ajuda no ensaio dos materiais da máquina e na ajuda no desenvolvimento deste trabalho;
- ao Dr. Olivério Moreira de Macedo Silva, pelos incentivos e pela ajuda no tratamento térmico de peças da máquina, durante o desenvolvimento deste trabalho;
- em especial ao Sr. Moacir Sarraf, incansável colega de trabalho que nos momentos que estávamos necessitando de ajuda falou, “apesar de ser em máquinas convencionais nós vamos fazer”;
- aos técnicos Plínio, Lima, Waldir e Deosdete pelo apoio e usinagem da peças da máquina;
- ao técnico Manuel do Campus de Guaratinguetá, que mesmo sem me conhecer, pelos trabalhos de usinagem e pela atenção que dispensou todas as vezes que lá estive necessitando de ajuda;
- aos alunos de curso de aprendizagem do SENAI de Taubaté e Torino Diretor do SENAI Pindamonhangaba, por permitir o uso das máquinas nas escolas;

- ao Prof. Dr. Tamotsu, Prof. Dr. Celso, Prof. Dr. Fernando, Prof. Dr. Araildo, Prof. Dr. Valdir, do Campus de Guaratinguetá, pela formação técnica e pelo incentivo à realização deste trabalho;

- às secretárias da pós – graduação da UNESP, Regina Célia Galvão Faria Alves e Elisa Mara de Carvalho Nunes, pela atenção e qualidade nos serviços prestados;

- a todos os meus amigos de pesquisa ou trabalho que sabem que diretamente ou indiretamente, ajudaram na concretização deste trabalho;

- e, acima de tudo, a Deus pela sua constante presença em todos os momentos de nossas vidas.

Quando o homem começa com certezas, termina com dúvidas, mas se ele se contenta em começar com dúvidas, terminará com certezas.

**Francis Bacon**

FERREIRA, L. “**Projeto e construção de uma bomba de pistões axiais Swashplate**”. Guaratinguetá, 2004. 102p. Dissertação de Livre Docência – Faculdade de Engenharia , Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

## **RESUMO**

A bomba de pistões axiais tipo swashplate é uma máquina relativamente nova nas aplicações industriais. Uma pesquisa para se obter informações de funcionamento dessa máquina revelou que pouco existe na literatura especializada, a menos de um trabalho de tese de doutorado apresentado na UNESP em 1993.

Este trabalho desenvolve procedimento para o projeto de máquinas de pistões axiais e segue uma metodologia para se obter o desenho de conjunto, os detalhes, os ajustes e montagem desta máquina.

Em seguida foi feito um estudo para proceder às etapas de usinagem desta máquina, utilizando máquinas convencionais e máquinas de controle numérico.

O trabalho visa também fazer com que esta máquina funcione bombeando óleo. O objetivo é garantir com que o mecanismo funcione perfeitamente e não a pressões elevadas.

**PALAVRAS-CHAVES** : máquina de pistões axiais, projeto, usinagem, montagem..

FERREIRA. L “ **Design and manufacture of an axial swashplate piston pump** ”. Guaratinguetá, 2004. 102p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

## **ABSTRACT**

The swashplate piston pump is relatively new in industrial applications. A literature research for obtaining the operation principles of such machines, revealed that little is published in the specialized literature but a work presented as a thesis research at UNESP in 1993.

This work presents a procedure for the design of axial piston machines and a methodology in order for one to obtain the cutaway view, the detailed drawings, the fit process and how to assemble this machine.

After a long discussion, a detailed process was accomplished in order to develop the machining phases, making use of conventional machines and CNC ones.

The present work also declare how this machine will be running along the tests: a way that only the pumping action is required. At this point only the well running and not the pressure value is important.

**KEYWORDS:** swashplate machine, design, machining, assembly.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	XIV	
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	XVII	
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>01</b>
1.1	TIPOS DE BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO .....	03
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	09
1.3	METODOLOGIA.....	10
1.4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	11
1.5	ETAPAS DO PROJETO E CONSTRUÇÃO DA MÁQUINA.....	16
<b>2</b>	<b>CIRCUITOS H IDRÁULICOS .....</b>	<b>18</b>
2.1	TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS.....	19
2.2	USOS DE BOMBAS HIDROSTÁTICAS.....	21
<b>3</b>	<b>PROJETO DA BOMBA SWASHPLATE .....</b>	<b>29</b>
<b>4</b>	<b>MONTAGEM .....</b>	<b>41</b>
4.1	MONTAGEM DO RETENTOR DO FLANGE GUIA.....	42
4.2	MONTAGEM DO ANEL ORING DO FLANGE GUIA.....	44
4.3	MONTAGEM DO FLANGE GUIA NO FLANGE SAE – C.....	45
4.4	MONTAGEM DO ROLAMENTOMAIOR 30309 NO EIXO.....	46
4.5	MONTAGEM DO ANEL EXTERNO DO ROLAMENTO 30309 NO FLANGE PRINCIPAL.....	47
4.6	MONTAGEM DO EIXO.....	48
4.7	MONTAGEM DA PLACA SWASHPLATE.....	50

4.8	MONTAGEM DOS MANCAIS DOS PISTÕES NOS PISTÕES..	51
4.9	MONTAGEM DO ANEL SUPORTE E DO MANCAL DA PLACA DE RETENÇÃO NA PLACA SWASHPLATE.....	53
4.10	MONTAGEM DOS PISTÕES NA PLACA SWASHPLATE.....	54
4.11	MONTAGEM DA MOLA NO TAMBOR.....	55
4.12	MONTAGEM DOS PISTÕES NO TAMBOR.....	56
4.13	MONTAGEM DO ANEL EXTERNO DO ROLAMENTO 30306 – NO FLANGE ENTRADA/SAÍDA DE ÓLEO.....	60
4.14	MONTAGEM DO ANEL DE DESGASTE NO FLANGE ENTRADA/SAÍDA DE ÓLEO.....	61
4.15	MONTAGEM DO CORPO CENTRAL.....	63
4.16	MONTAGEM DO ROLAMENTO MENOR 30306 NA PONTA DE EIXO.....	63
4.17	MONTAGEM DO FLANGE ENTRADA/ SAÍDA DE ÓLEO.....	64
<b>5</b>	<b>TESTES.....</b>	<b>66</b>
5.1	CONCLUSÕES.....	69
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	70
<b>6</b>	<b>DISCUSÃO.....</b>	<b>71</b>
6.1	FASE PROJETO.....	71
6.2	FASE USINAGEM.....	72
6.3	FASE MONTAGEM.....	73
<b>7</b>	<b>APÊNDICES</b>	<b>75</b>
7.1	APÊNDICE 1	75
7.2	APÊNDICE 2	84
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>100</b>

**LISTA DE FIGURAS**

FIGURA 1.1	Bomba de engrenagens	04
FIGURA 1.2	Bomba gerotor	05
FIGURA 1.3	Bomba de palhetas	06
FIGURA 1.4	Bomba de pistões radiais	07
FIGURA 1.5	Bomba de pistões axiais de eixo inclinado	08
FIGURA 2.1	Trator com perfuratriz hidráulica	23
FIGURA 2.2	Guincho para manutenção elétrica	26
FIGURA 2.3	Motor radial de alto torque acoplado diretamente ao tambor	28
FIGURA 3.1	Gráfico vazão x raio de giro do pistão	31
FIGURA 3.2	Início do desenho de conjunto	31
FIGURA 3.3	Posições do centro da cabeça esférica do pistão	32
FIGURA 3.4	Mancal, placa de retenção, pescoço e partes do pistão	33
FIGURA 3.5	Placa de retenção com seu mancal/suporte e parafuso	34
FIGURA 3.6	Swashplate, pistão, bucha do pistão e placas de desgaste definidas	35
FIGURA 3.7	Rolamentos 30309 e 30306, e escalonamento do eixo	37
FIGURA 3.8	Flange SAE – C , flange guia, O rings, retentores e ponta de eixo	38
FIGURA 3.9	Desenho de conjunto completo	39
FIGURA 4.1	Flange guia	42
FIGURA 4.2	Retentor sendo introduzido no furo cilíndrico do flange guia	43
FIGURA 4.3	Montagem do anel O ring no flange guia	44
FIGURA 4.4	Retentor e anel Oring montados	44
FIGURA 4.5	Flange SAE - C	45
FIGURA 4.6	Flange guia montado no flange SAE - C	46

FIGURA 4.7	Anel interno do rolamento 30309 montado no eixo	46
FIGURA 4.8	Montagem do anel externo do rolamento 30309	47
FIGURA 4.9	Anel externo na posição final de montagem	48
FIGURA 4.10	Montagem do anel interno / eixo no anel externo	49
FIGURA 4.11	Flange, rolamento 30309 e eixo montados.	49
FIGURA 4.12	Placa swashplate	50
FIGURA 4.13	Placa swashplate montada no flange principal	51
FIGURA 4.14	Pistão e mancal do pistão	52
FIGURA 4.15	Ferramenta especial para a montagem do pistão /mancal	52
FIGURA 4.16	Mancal da placa de retenção e seu suporte	53
FIGURA 4.17	Placa de retenção e pistões/mancais	54
FIGURA 4.18	Detalhe da mola no tambor e anel elástico	55
FIGURA 4.19	Tambor visto do lado dos furos oblongos e pinos guias	56
FIGURA 4.20	Montagem dos pistões no tambor	56
FIGURA 4.21	Tambor, pistões, placa de retenção e seu mancal.	57
FIGURA 4.22	Montagem do corpo central	58
FIGURA 4.23	Montagem do anel de desgaste de bronze no tambor	59
FIGURA 4.24	Anel de desgaste e corpo central montados	60
FIGURA 4.25	Montagem do anel externo do rolamento 30306	60
FIGURA 4.26	Anel externo do rolamento 30306 montado	61
FIGURA 4.27	Montagem do anel de desgaste de aço no flange	62
FIGURA 4.28	Anel de desgaste de aço montado	62
FIGURA 4.29	Anel interno do rolamento 30306 montado no eixo	64
FIGURA 4.30	Anel O ring sendo montado no flange entrada/saída de óleo	65
FIGURA 4.31	Flange entrada/saída de óleo posicionado no lugar	65
FIGURA 5.1	Bancada para testes da bomba	67
FIGURA 5.2	Gráfico: vazão x rotação.	68
FIGURA 6.01	Bomba Completa.	84

FIGURA 6.02	Peça 02 – Flange Guia Bomba Completa.	85
FIGURA 6.03	Peça 01 – Flange Principal	86
FIGURA 6.04	Peça 03 – Placa Swashplate	87
FIGURA 6.05	Peça 07 – Eixo	88
FIGURA 6.06	Peça 08 – Anel Suporte	89
FIGURA 6.07	Peça 10 – Mancal da Placa de Retenção	90
FIGURA 6.08	Peça 09 – Placa de Retenção	91
FIGURA 6.09	Peça 11 – Mancal do Pistão	92
FIGURA 6.10	Peça 12 – Pistão	93
FIGURA 6.11	Peça 04 – Tambor	94
FIGURA 6.12	Peça 14 – Anel de Desgaste de Bronze	95
FIGURA 6.13	Peça 15 – Anel de Desgaste de Aço	96
FIGURA 6.14	Peça 06 – Flange Lado Entrada e Saída de Óleo	97
FIGURA 6.15	Peça 05 – Corpo	98
FIGURA 6.16	Peça 13 – Bucha do Pistão	99
FIGURA 6.17	Peça 30 – Pino Trava	99

**LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ANSI	AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE
BF	BOMBA DE VAZÃO FIXA
BV	BOMBA DE VAZÃO VARIÁVEL
CAD	COMPUTER AIDED DESIGN
ITA	INSTITUTO TECNOLÓGICO DA AERONÁUTICA
JIC	JOINT INDUSTRY CONVENTION
MF	MOTOR DE VAZÃO FIXA
MV	MOTOR DE VAZÃO VARIÁVEL
RPM	ROTAÇÕES POR MINUTO
SAE	SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS
UNESP	UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA J. MESQUITA
UNIFEI	UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

## Capítulo 1

### 1. INTRODUÇÃO

A primeira aplicação prática da Lei de Pascal foi feita por Joseph Bramah, um industrial inglês, no começo do século XIX. Bramah desenvolveu um sistema que permitia bombear o fluido de um cilindro de entrada para fazê-lo fluir a um cilindro de saída, não permitindo que o fluido retornasse. Este primeiro macaco hidráulico demonstrou a aplicação do controle de um fluido. Neste caso, a direção do fluido foi controlada, pois válvula direcional permitia que o fluxo passasse apenas em uma direção.

Para entender completamente a operação do macaco de Bramah, outro princípio operacional do sistema de fluido deve ser discutido. Não apenas o sistema deveria ser capaz de transmitir força e deslocar a carga, mas deveria também ser capaz de fazer isto repetidamente. O macaco, por outro lado, não tinha um modo de retornar a carga para sua posição normal. Novamente foi necessário controlar de tal forma que, na demanda, o fluxo podia ser direcionado para o cilindro de carga ou então de volta ao tanque. Para realizar esta tarefa uma válvula de duas posições e unidirecional foi usada.

Antes do final do século XIX, muitos obstáculos tiveram de ser vencidos antes da Lei de Pascal e do circuito de Bramah ter sido usado em aplicações industriais. Por outro lado, a invenção e subsequente refinamento de motores de tornos muito contribuiu para a produção de componentes hidráulicos. Máquinas com usinagem muito precisas para a época foram requeridas para prevenir vazamento de fluido nos circuitos. Aço, o material comumente usado para produzir as peças dos circuitos não alcançou grande uso até a melhoria dos fornos em 1860. Um problema para ser superado era o fluido, pois a máquina de Bramah operava com água. A mudança radical na natureza física da água com relativamente pequena mudança na temperatura, e a ferrugem nos componentes de aço, mostraram a necessidade de se usar um

fluido melhor. A descoberta do óleo cru e seus derivados resultou num fluido apropriado para a época. Os circuitos de força usando o óleo como meio de transmissão de energia são conhecidos como hidráulicos.

Outros aperfeiçoamentos no circuito básico de Bramah foram feitos através dos anos. Embora a maioria destes tenham sido na área de controle do circuito, muitos também tomaram lugar na forma do fornecimento de energia em si. Poucos circuitos industriais usam a operação manual de uma bomba para criar o fluxo do fluido no circuito. Seria muito cansativo para uma pessoa passar oito horas por dia bombeando fluido para levantar carros ou para curvar metais. O acoplamento da bomba hidráulica com dispositivos propulsores tais como, motores elétricos e motores de combustão interna aliviaram o operador desta tediosa tarefa, pois estes aparelhos desenvolvem alta potência em um espaço relativamente pequeno.

Bombas de pistões radiais foram introduzidas em 1910 por Hele Shaw e em 1922 por Hans Thoma. Thoma também desenvolveu as máquinas de pistões axiais de eixo inclinado, primeiro em 1930 com válvulas planas e depois com junta universal de sincronização e, mais tarde, em 1946 com válvulas esféricas e com sincronização por bielas. A máquina swashplate é usada industrialmente desde o início de 1950.

Estes desenvolvimentos forneceram todos os componentes necessários à engenharia hidrostática e conduziu, desde 1950, a uma larga expansão em muitos campos de aplicação, principalmente com a tendência de automação e racionalização do trabalho. A tendência mais moderna é a combinação de componentes oleohidráulicos com a eletrônica e a pneumática de baixa pressão. Tais sistemas oferecem muitas soluções interessantes, incluindo as máquinas ferramentas com controle numérico. Por este motivo um provérbio conhecido há muitos anos pode ser aplicado hoje: “nervos elétricos e músculos hidráulicos”.

## 1.1 TIPOS DE BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO

Bombas são dispositivos mecânicos que movem um líquido através de um sistema hidráulico de potência. O comportamento destas máquinas geralmente é especificado em termos quantitativos pela vazão que ela pode desenvolver contra uma pressão de carga. As bombas podem, também, serem classificadas de acordo com as suas características operacionais de rotação e vazão.

As bombas rotativas usam o movimento de rotação de elementos mecânicos para mover o fluido, ao passo que as bombas alternativas atingem o mesmo objetivo, usando um ou mais pistões deslizantes. Originalmente estas designações foram usadas para indicar diferenças importantes no fluxo do fluido. Bombas rotativas são conhecidas por desenvolver um fluxo contínuo, enquanto bombas alternativas podem ser caracterizadas por um fluxo intermitente ou pulsado. Em anos recentes, contudo, a tecnologia tem reduzido estas diferenças das características das bombas, pois a diferença pode ser agora mais de interesse acadêmico do que de aplicação prática.

As bombas podem ainda ser classificadas como de vazão fixa ou vazão variável, além de que podem, também, ser capazes de operarem com o fluxo num sentido, ou em sentido contrário.

Talvez o mais importante indicador da disponibilidade de uma bomba para uma aplicação particular seja sua designação de deslocamento positivo ou não positivo. Bombas de deslocamento não positivo contém folgas grandes entre as suas partes girantes. Tais bombas são também bastante duráveis, pois uma obstrução na sua saída cria uma contra pressão e os vazamentos internos são facilmente toleráveis pelas suas folgas. Isto permite uma operação sobre uma vasta gama de condições sem danos à bomba.

Talvez a bomba de deslocamento não positivo mais comum seja a bomba do tipo centrífuga. Ela tem ampla aplicação em transferência de líquidos, sistemas de troca de calor tal como em sistema de refrigeração de automóveis, sistemas de filtração de piscinas, irrigação e sistemas de abastecimento de

água, assim como em aplicações domésticas como, por exemplo, máquinas de lavar louça e máquinas de lavar roupa.

Em contraste, bombas de deslocamento positivo contem tolerâncias muito estreitas e são apropriadas para trabalhar em altas pressões, mas produzem relativamente pouca vazão. Bombas de vazão fixa têm um deslocamento volumétrico fixo para cada revolução do eixo da bomba e são normalmente especificadas em centímetro cúbico por revolução, ou polegada cúbica por revolução.

Os tipos mais comumente encontrados de bombas de deslocamento positivo são as de engrenagens e as de palhetas. O funcionamento de bombas de engrenagens externas é mostrado na Figura 1.1. Quando as engrenagens giram, o líquido é succionado para dentro da bomba, direcionado entre os dentes das engrenagens e a carcaça, e recalado sob pressão através do duto de saída.

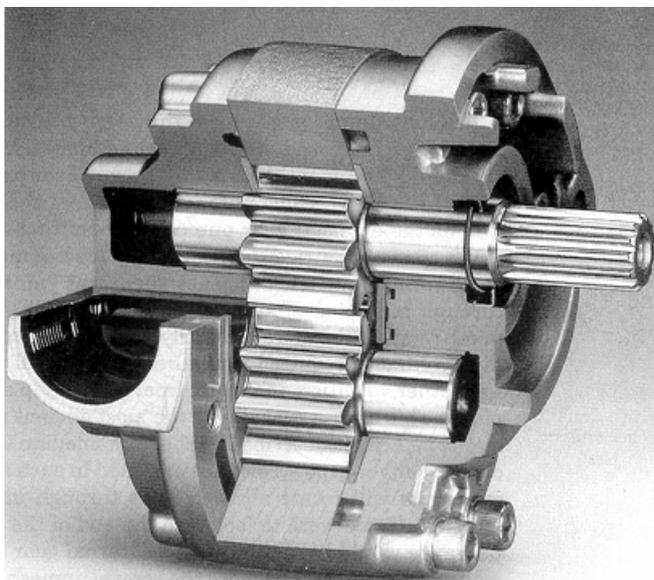


Figura 1.1 – Bomba de engrenagens

A bomba gerotor é um tipo de bomba de deslocamento positivo que não tem uso muito comum nas aplicações para geração de torque e força. Entretanto é um tipo de bomba muito usado nos motores automotivo para

lubrificação de seus componentes. A Figura 1.2 mostra um exemplo de bomba tipo gerotor.

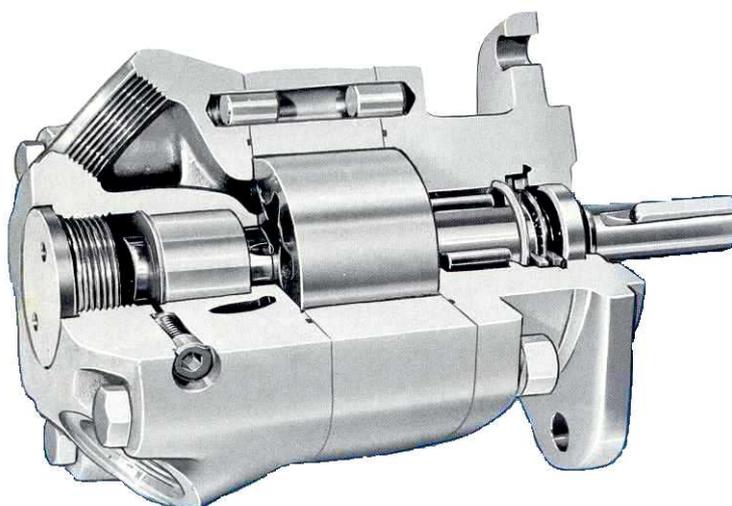


Figura 1.2 - Bomba gerotor

As bombas de palhetas contem um número de palhetas radiais localizadas em um rotor dentro de uma carcaça, com mostrado na Figura 1.3. As palhetas são livres para se moverem dentro do rotor e são mantidas em contato com a parede interna da carcaça da câmara de bombeamento por uma combinação da força centrífuga e da pressão do fluido. O líquido capturado entre as palhetas, onde a folga radial é a maior, é pressurizado assim que a folga radial destas palhetas diminui na direção da rotação. As palhetas deslizam radialmente dentro de suas estrias individuais para acomodar as mudanças nas folgas.

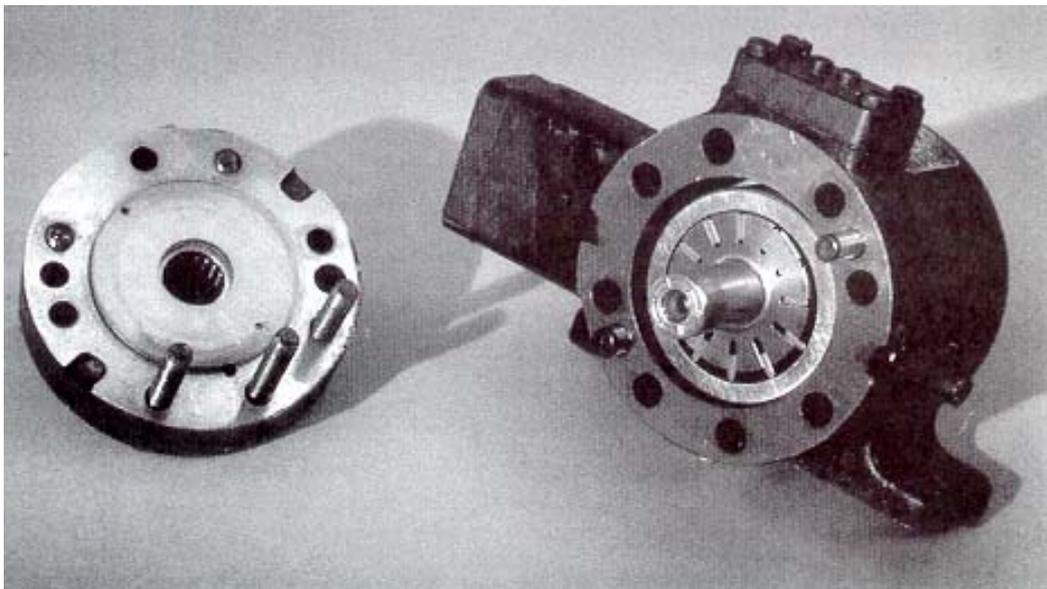


Figura 1.3 – Bomba de palhetas

Uma bomba que opera analogamente à bomba de palhetas é a bomba de pistões radiais, com mostrado na Figura 1.4. O curso é obtido pela diferença entre o centro do rotor e do estator.

Outro tipo de bomba de pistões é a bomba de pistões axiais, que é objeto deste trabalho. O cilindro é fixado a um eixo de entrada e acomoda uma série de pistões, semelhante ao arranjo das balas em um tambor de revólver. Quando este conjunto gira, os pistões são mantidos em contato com uma placa fixa, chamada swashplate, a qual é posicionada em um determinado ângulo com relação ao eixo de entrada. Isto faz com que os pistões se movam para dentro e para fora de seus cilindros individuais, criando uma ação de bombeamento.

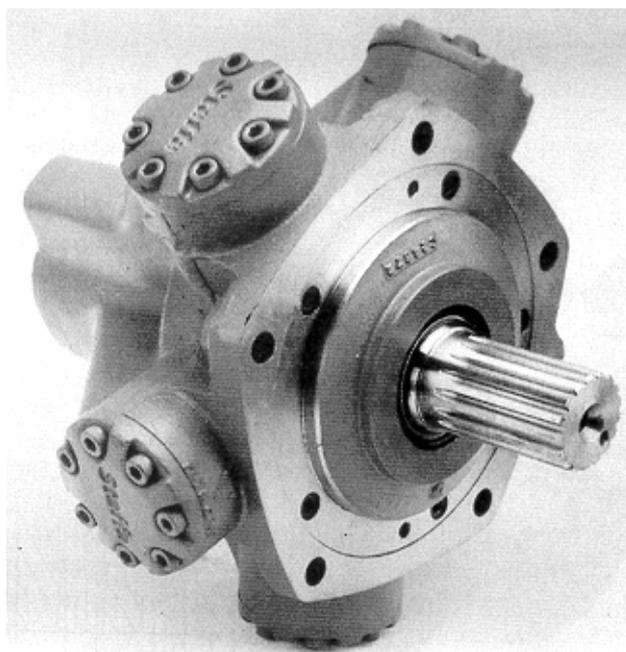


Figura 1.4 – Bomba de pistões radiais.

Molas e a pressão hidráulica asseguram o contato entre os pistões e a swashplate, enquanto a vazão é controlada pelo ângulo da placa em si. Se a placa swashplate estiver perpendicular ao eixo de entrada, nenhum deslocamento do pistão acontece e, portanto, nenhuma ação de bombeamento se verifica.

Por outro lado, bombas de eixo inclinado possuem uma placa acoplada ao eixo de entrada onde são fixadas bielas utilizando juntas esféricas. As bielas podem exercer forças no plano da placa inclinada, contrário a swashplate. A fim de acomodar movimento lateral é necessário ancorar a biela com uma outra junta esférica no pistão, mas ela atua com o movimento de apenas alguns graus.

A placa inclinada normalmente faz parte do eixo de acionamento na forma de um flange de acionamento rigidamente fixado, inclinado com respeito ao eixo do bloco de cilindros. Normalmente prefere-se ter um eixo de acionamento fixo no espaço e usar um bloco de cilindros móvel em torno de um eixo transversal. O eixo de inclinação é fixado no plano das juntas

esféricas do flange de acionamento. A bomba de pistões axiais de eixo inclinado é mostrada na Figura 1.5.

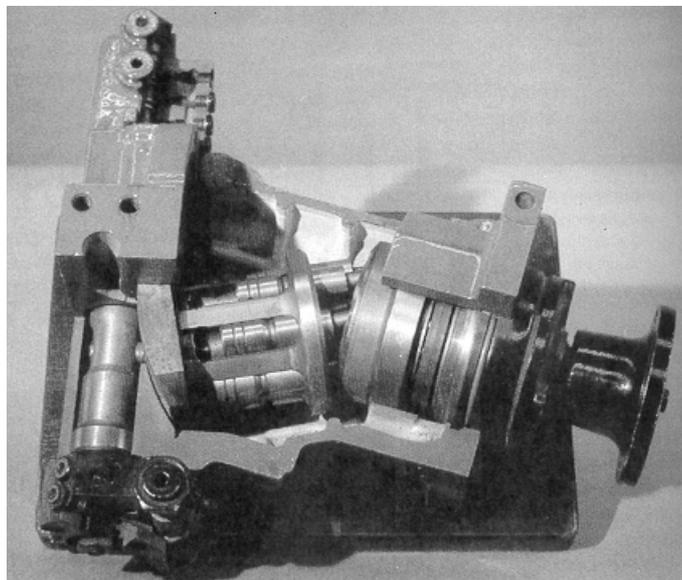


Figura 1.5 – Bomba de pistões axiais de eixo inclinado.

Comparando as vantagens relativas da bomba swashplate e da bomba de eixo inclinado, pode-se concluir:

- a) As perdas por atrito na transmissão de forças radiais são menores devido possuir menor ângulo de inclinação.
- b) Maiores rotações são possíveis devido à menor massa e devido a ausência de forças laterais no pistão.
- c) Desde que elas podem ser construídas com folgas, elas são menos sensíveis à contaminação do óleo.

Por outro lado, outro lado as máquinas de eixo inclinado têm as seguintes desvantagens:

- a) Elas são mais volumosas.

- b) Para variações rápidas do ângulo, mais torque é necessário, pois o momento de inércia é maior.
- c) Não é possível ter eixos passantes ou conexão com dois eixos.
- d) A pressão de operação é limitada em muitos projetos pela capacidade de carga dos rolamentos de rolos.

## 1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

Os objetivos deste trabalho são:

- a) Projetar , seguindo uma metodologia de projeto, uma máquina de pistões axiais tipo swashplate com vazão constante a 1800 rotação;
- b) Usando um roteiro de cálculo (determinar todos os parâmetros desta máquina necessários para se obter o desenho de conjunto;
- c) Obter todos os desenhos de detalhes;
- d) Usinar as peças preferencialmente utilizando as máquinas deste campus;
- e) Montar a máquina, seguindo um roteiro previamente analisado;
- f) Fixar a máquina numa bancada de teste;
- g) Realizar os testes, de funcionamento, e nesta etapa não será necessário que a pressão nominal seja atingida. O objetivo dos testes é verificar se a bomba está succionando e recalçando o fluido, confirmando, deste modo, que todo o mecanismo projetado e fabricado está funcionando.

### 1.3 METODOLOGIA

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

- a) **Pesquisa bibliográfica:** desenvolvida com a finalidade de se obter informações sobre o projeto deste tipo de máquina, assim como analisar catálogos de fabricantes com o objetivo de verificar desenhos em corte e fazer comparações.
- b) **Pesquisa tátil-visual:** onde várias bombas são desmontadas 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 foi importante, pois a utilização de informações sobre máquinas já existentes, poupa tempo e tem-se a certeza do funcionamento e da confiabilidade de determinadas peças.
- c) **Pré-dimensionamento:** onde os primeiros cálculos são desenvolvidos utilizando os dados iniciais de projeto;
- d) **Fase desenho – cálculo – desenho:** é a etapa mais longa do projeto. Nesta etapa o desenho é iniciado utilizando-se os cálculos preliminares. Em seguida deve-se, então, voltar aos cálculos. De posse das novas informações calculadas, pode-se novamente voltar ao desenho. Este processo iterativo continua até convergir para a finalização do desenho de conjunto;
- e) **Fase de detalhes:** nesta etapa os desenhos das peças não padronizadas são detalhados;
- f) **Fase – estudo dos ajustes:** nesta etapa a forma com que as peças são interligadas é analisada;
- g) **Fase de cotação:** nesta etapa os desenhos de detalhes são cotados levando-se em consideração as tolerâncias determinadas na fase anterior.

- h) **Usinagem e Tratamento Térmico:** nesta etapa as peças serão usinadas e parte delas passarão por processos de beneficiamento.
- i) **Testes de Funcionamento:** nesta etapa o conjunto já ajustado e montado irá para a bancada de funcionamento, onde será testado.

## 1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Fontes importantes relacionadas à hidráulica podem ser encontradas, as quais ajudam a entender melhor os circuitos hidráulicos e seus componentes.

Faisandier (1987), apresenta também cortes longitudinais muito úteis, relativos aos vários tipos de bombas hidrostáticas. Descreve também algum equacionamento relativo à vazão e a outros parâmetros das bombas.

No entanto outros livros existem que descrevem assuntos mais específicos. Na área de prensas hidráulicas, Oheler (1968), analisa, embora sucintamente, as bombas de pistões axiais swashplate, inclusive com cortes longitudinais e pequenas variações entre elas. Mas, o funcionamento e dados para projeto não são citados.

Catálogos de fabricantes, com o objetivo de fornecer informações sobre manutenção, são muito bem ilustrados pela Hydura, Racine, Delavan, Rexroth, Danfoss, Sundstrand, Denison, Comercial Hidráulica etc. No entanto, nem o funcionamento é explicado, de forma clara e completa, nem o projeto deste tipo de máquina é tratado.

Thoma (1970), por outro lado, é de grande ajuda neste trabalho, pois em seu livro pode-se encontrar desde propriedades dos fluidos, informações sobre escoamento sob forças de inércia, e o a folga como elemento hidrostático importante, até informações sobre os mancais hidrostáticos e hidrodinâmicos. Este livro fornece informações importantes, sem uma comprovação convincente, mas importantíssimas para o desenvolvimento do projeto das máquinas de pistões axiais swashplate. Mesmo assim, existe uma grande carência de informações sobre funcionamento e projeto deste tipo de máquina.

Cameron (1966), em sua análise da teoria da lubrificação, são mostradas deduções relativas à potência mínima do óleo bombeado em um mancal hidrostático e onde aparece a relação entre os raios interno e externo da câmara de pressão.

Shigley (1996) aborda praticamente todos os elementos de máquinas tais como, eixos, molas, vedadores etc. Trata também dos circuitos hidráulicos ao usar vários gráficos de vazão versus tempo e de pressão versus tempo. Isto é importante para a formação básica quando se trata de projetos hidráulicos. Trata também de forma

bastante clara os assuntos referentes a mecanismos e cames que é de grande utilidade para o projetista.

Krutz (1999), descreve temas importantes para o projetista. Aborda a filosofia de projeto onde é mostrado o problema de viabilidade econômica e da experiência do projetista. Mostra que o engenheiro projetista deve ter capacidade de usar métodos analíticos, empíricos e criativos. O ensinamento e aprendizado da criatividade no processo de projetar permanece uma controvérsia.

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.

Um exemplo de um projeto transicional pode ser o remodelamento de um tanque de combustível de um automóvel para melhorar a resistência ao impacto. Um exemplo de um projeto extensional pode ser o projeto de outro trator de esteiras um pouco maior que aquele existente. 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 processo de projetar requer boa comunicação entre o engenheiro, o construtor do protótipo, a planta de montagem, e o gerente. “Se as idéias não são completamente e bem entendidas, o projeto deveria ser cancelado e uma boa idéia engavetada”. Os engenheiros deveriam, portanto, ter tempo para comunicar seus projetos aos supervisores, não pensando em autopromoção, mas no sucesso do projeto.

A comunicação de um projeto começa com o desenho. Um bom layout necessita ser desenhado tal que ele pode ser facilmente reproduzido. Técnicas e sistemas de desenho variam de companhia para companhia: alguns engenheiros fazem seus próprios “layouts”, ao passo que outros utilizam desenhistas auxiliares. Técnicas de CAD tem substituído o desenho de prancheta em praticamente todas as firmas.

Resistência excessiva é normalmente inútil nos projetos de engenharia. Para certos projetos, a resistência pode ser reduzida pela prática de se avaliar com precisão a carga e a resistência usando um pequeno fator de segurança em que é chamado de confiabilidade do projeto. Confiabilidade usa avaliação estatística para determinar a chance de sucesso para o projeto. Porque nada é 100% seguro, alguns itens falharão sob condições extremas.

Este livro também mostra claramente, usando gráficos, com é importante o grau de acabamento na resistência à fadiga de uma peça.

Faz também uma boa análise sobre os vários tipos de bombas hidrostáticas. Descreve, além disso, as associações e suas normas, e discute os circuitos hidrostáticos em malha aberta e malha fechada. Mecanicamente discute os acoplamentos rígidos entre bombas e motores hidráulicos, usando os vários tipos de estrias padronizadas. As fixações usando flanges padronizados também são discutidas. Menciona também que problemas importantes como ética devem ser considerados.

Outros temas importantes como fator de segurança, confiabilidade e padronizações também são tratadas.

Este livro ainda trata do uso de elementos finitos aplicados aos sistemas mecânicos, assim como os elementos de máquinas comumente usados.

Dedica também boa parte na análise dos sistemas hidráulicos de potência, ou sistemas hidrostáticos.

Krutz ainda evidencia que a experiência pode, de alguma forma, ser substituída pelos cálculos como é mostra o sucesso dos inventores e mecânicos na construção de máquinas utilizadas no dia a dia. Normalmente,

contudo, seus projetos podem ser ainda melhorados pela habilidade de engenheiros. Engenheiros não têm monopólio na inventividade e ingenuidade requeridas de um bom projetista. De fato, o treinamento formal de um engenheiro poderia inibir estas qualidades porque um jovem engenheiro não deveria querer continuar um projeto até que tenha toda a informação, ao passo que um mecânico treinado deveria continuar por tentativa e erro, e baseado em suas grandes experiências.

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

Além desses tópicos trata também dos elementos de máquinas mais comuns.

Este livro tem um tratamento geral diferente: cada capítulo começa de forma que o estudante se envolva em uma discussão dos assuntos onde os princípios de cada capítulo são usados em projetos práticos, reais. Também em cada capítulo um projeto específico é apresentado, o qual é relevante para o material discutido naquele capítulo.

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 parte, refere-se a aplicações dos componentes de máquinas. Mostra que muitas vezes informações empíricas devem ser usadas e que um bom julgamento necessita ser levado em conta. Mostra, também, que problemas de projetos reais raramente têm uma só resposta correta.

Este livro lembra que a imaginação é um fator essencial para discutir efetivamente os problemas de engenharia, quando associado ao componente individual de uma máquina.

Nada melhor que desenhos completos, cortes, esquemas e fotos para a compreensão dos assuntos referentes a elementos de máquinas: esta metodologia este livro apresenta muito bem.

Zangrandi (1993) é o trabalho de referência e base desta dissertação de mestrado. Ele fornece claramente um roteiro de projeto específico para bombas de pistões axiais swashplate. Neste trabalho é necessário apenas ter os dados iniciais de projeto, como vazão em litros por minuto a 1800 rotações, e a pressão nominal de trabalho. Em seguida, usando um ábaco, o diâmetro do pistão é determinado em função da vazão. Deve-se observar que o ábaco é válido para 1800 rotações. Este valor de rotação foi escolhido porque a maioria dos acionamentos destas bombas é feita por motores de indução de quatro pólos, ou através de motores diesel. Estes motores normalmente têm o torque máximo também nesta rotação. Em seguida, um roteiro bastante claro deve ser seguido para se obter todos os dados necessários. Algumas provas relativas às equações apresentadas são mostradas. Finalmente, os desenhos de conjunto de duas bombas diferentes são apresentados, evidenciando o uso do roteiro proposto e fazendo comparações com máquinas semelhantes e comercializadas.

O problema relacionado à máquina de pistões axiais é que poucos fabricantes no mundo projetam e constroem este tipo de máquina. Desta forma, visando obter tecnologia para o projeto desta máquina, e técnica para a sua construção, este projeto foi proposto.

O projeto mecânico de uma máquina não requer do projetista apenas cálculo de elementos de máquinas e conhecimento de desenho. Requer experiência, principalmente, em máquinas que necessitam de tolerâncias mais precisas, pois nessas máquinas com diversos mecanismos não muito comuns, as cotas em cadeia devem ser bem analisadas.

O projeto requer, como complemento para a sua construção, que a usinagem seja planejada, pois determinadas máquinas não oferecem precisão suficiente para que a peça acabada esteja dentro da tolerância requerida.

A montagem de uma máquina normalmente tem uma seqüência de previamente planejada quando se desenha esta máquina. Além disso, algumas montagens não podem ser feitas de modo direto sem testes parciais, normalmente por “tentativa e erro”, como é o caso da montagem de rolamentos de rolos cônicos.

Os testes de funcionamento de uma máquina, mesmo aquelas que são montadas em série, são importantes para comprovar a qualidade do trabalho e a confiabilidade do produto final.

Sempre que um trabalho é finalizado, principalmente um trabalho acadêmico e de desenvolvimento de tecnologia, deve-se ter a sua conclusão elaborada de forma a mostrar as dificuldades encontradas e mostrar a contribuição que o trabalho pode oferecer à sociedade, que é a maior beneficiada direta ou indiretamente.

## Capítulo 2

### 2. CIRCUITOS HIDRÁULICOS

Padrões para representar os componentes de sistemas hidráulicos de potência têm sido desenvolvidos com o objetivo de mostrar simbolicamente as funções e modos de operação de cada componente. Símbolos que representam os componentes hidráulicos são simples de desenhar, e mostram as conexões, caminhos do fluxo, e funções do hardware que eles representam. O sistema hidráulico e a relação de operação dos vários componentes podem ser prontamente mostrados em um diagrama colocando cada componente com seu símbolo e conectando os caminhos do fluxo de um símbolo para outro. Símbolos gráficos publicados pela ANSI e JIC são bastantes compreensíveis e incluem símbolos compostos para representar componentes complexos.

Um circuito que transmite potência hidráulica é definido como sendo de malha aberta ou malha fechada. A bomba em um circuito aberto aspira o fluido de um reservatório; o fluxo de saída da bomba é então conduzido para um motor hidráulico ou um atuador, e retorna para o reservatório. O fluxo de entrada da bomba não depende do fluxo de retorno. Um reservatório incluído em um circuito fechado conduz à terminologia malha aberta. Provisões para filtrar o óleo assim que ele deixa o reservatório e resfria-lo quando ele retorna do local de trabalho são incluídos. A rotação do motor é controlada por uma válvula direcional no circuito. A velocidade do motor depende da vazão da bomba.

Num acionamento hidrostático em malha fechada, o fluido circula diretamente da bomba para o motor, retorna pela saída motor e vai de volta para a bomba. As várias combinações de bomba e motor, de vazões fixas ou variáveis, podem ser incorporadas neste acionamento. Circuitos fechados desenvolvem apenas a potência hidráulica requerida pela carga. Eles também têm a habilidade de fornecer frenagem para cargas que tendem a disparar, tais

como cabos de guinchos, e veículos que descem montanhas. Quando a velocidade da carga no eixo do motor aumenta acima da velocidade de acionamento pelo fluxo do fluido, o motor começa a produzir uma ação de bombeamento para aumentar a velocidade da unidade de bombeamento. Esta ação, por sua vez, tende a aumentar a velocidade da unidade de acionamento primário do eixo da bomba, atuando como um freio.

## 2.1 TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS

As transmissões hidrostáticas fornecem uma razão de transmissão variada, com uma faixa contínua das condições de trabalho: de baixa velocidade/alto torque para alta velocidade/baixo torque. O objetivo do projeto de uma transmissão é fazer esta faixa de rotação de saída com velocidade de entrada constante, tão ampla quanto prática e ainda evitar interrupções no acoplamento.

A discussão de transmissão hidrostática é limitada a um sistema com carga simples para cada bomba hidráulica, comumente chamada sistema de circuito fechado. Em equipamentos móvel, o acionamento é normalmente feito por um motor de combustão interna; para aplicações industriais, é normalmente usado um motor elétrico. A carga de trabalho pode ser as rodas de tração de um veículo, o cabo de um guincho, ou um transportador de correias etc.

Porque um motor, ou uma bomba hidráulica pode ser uma unidade de deslocamento fixo ou variável, quatro combinações podem ser usadas nas transmissões hidrostáticas. As quatro combinações são:

1. **BF – MF:** uma bomba de deslocamento fixo que aciona um motor de deslocamento fixo. Com a condição de que a velocidade e potência de entrada permaneçam constantes, a velocidade de saída e o torque também ficarão constantes. O acionamento é útil para acionar ventiladores

ou transportadores que são localizados remotamente da fonte de energia. Em muitas aplicações, outras formas de transmissão são mais eficientes, confiáveis, e de custo mais baixo.

2. **BF – MV:** uma bomba de vazão fixa e um motor de vazão variável. O fluxo e a pressão de descarga de uma bomba permanecerão constantes enquanto esteja acionada por uma potência de entrada constante. O torque de saída muda inversamente com a velocidade de saída. Aplicações de acionamento industrial incluem máquinas de enrolamento de fios.
3. **BV – MF:** uma bomba de vazão variável e um motor de vazão fixa. Esta combinação tem um faixa de aplicação grande em acionamento de equipamentos móbile, desde tratores de jardinagem a equipamentos de fazenda. É também comum para equipamentos industriais tais como empilhadeiras e escavadeiras. A velocidade de saída é uma função da vazão da bomba, e as velocidades para frente e para trás são facilmente controladas pela mudança da vazão da bomba. Se a transmissão for operada em pressão constante, o acionamento é de potência crescente quando a vazão da bomba é aumentada. O torque de saída então permanece constante, mas a velocidade de saída aumentará durante esta mudança.
4. **BV – MV:** as vazões de ambos os equipamentos podem ser variadas. Vazão máxima do motor, com a bomba em posição de vazão baixa, dará máximo torque de saída em

baixas velocidades sendo útil para dar partida na carga. Naturalmente o torque de saída é reduzido na maior velocidade porque o deslocamento do motor é menor. Este sistema requer mais controles para assegurar que o deslocamento das duas unidades seja apropriadamente seqüenciado, e para garantir a impossibilidade de sobrevelocidade das unidades hidráulicas, ou no modo de acionamento ou de frenagem.

## 2.2 USOS DE BOMBAS HIDROSTÁTICAS.

As bombas hidrostáticas ou bombas de deslocamento positivo são amplamente usadas nas máquinas no dia a dia.

### **a) Agricultura:**

Na agricultura pode-se citar vários exemplos de uso das bombas hidrostáticas. Nos tratores de pneus existe sempre uma bomba para o acionamento dos seus implementos hidráulicos tais como, arados, grades de discos, grades de dentes, guinchos de três pontos, plainas etc. Nestes tratores os implementos são movimentados hidraulicamente pelo mecanismo de três pontos universalmente usado. Este mecanismo consiste de um ponto, onde o implemento é fixado na extremidade de uma haste de comprimento variável. Esta haste, por sua vez, é fixada no corpo do trator num ponto médio entre os dois pneus traseiros. Os pontos de fixação da haste no corpo do trator e da haste no implemento permitem apenas movimento de rotação, perpendicular ao eixo longitudinal do trator. Os outros dois pontos do implemento são fixados cada um na extremidade de uma haste de comprimento fixo, permitindo também apenas movimento de rotação, semelhante ao primeiro ponto. Estas duas hastes também são fixadas no corpo do trator em pontos

abaixo do seu eixo traseiro e tendo apenas movimento de rotação. Num terceiro ponto das duas hastes, entre as suas extremidades, uma nova haste é fixada e fará o implemento subir ou descer. E, quem faz o tracionamento desta haste é um cilindro hidráulico que recebe o fluido de uma bomba.

Atualmente a maioria dos tratores de pneus usam das bombas de engrenagens internas, pois estas possuem um volume relativamente pequeno em relação à vazão fornecida. Estas bombas também são relativamente as mais baratas do mercado. Em geral elas são fixadas no bloco do motor dos tratores, sendo acionadas através de engrenagens. Entretanto, podem, em alguns casos, serem acionadas por correias tipo V.

Antigamente, até o final da década de 1950, ainda existiam tratores que possuíam bombas de pistões axiais tipo “wobble plate”, as quais eram excelentes em termos de manutenção e durabilidade. Este deve ser o motivo de sua substituição pelas de engrenagens.

Nas máquinas agrícolas ainda pode-se citar as colhedadeiras de arroz que são máquinas especialmente utilizadas com esta finalidade, as quais fazem uso também das bombas de engrenagens internas para o acionamento de todo o seu circuito hidráulico. Muitas dessas máquinas são totalmente hidráulicas, isto é, o sistema de direção, o acionamento dos ventiladores, a movimentação dos seus vários braços e até mesmo o acionamento do eixo de tração.

Na indústria açucareira um veículo extremamente útil é aquele utilizado para apanhar os fardos de cana e posiciona-los nos caminhões. É praticamente um robô, pois possui todos os movimentos de pegar, direcionar, posicionar e largar. Todos esses movimentos são feitos hidraulicamente através de cilindros e motores hidráulicos alimentados por bombas hidrostáticas, no caso por uma bomba de engrenagens internas.

Os tratores de pneus ainda auxiliam a cavar buracos para a colocação de mourões nas fazendas, para a colocação de postes nas ruas etc. A Figura 2.1 mostra esta máquina fazendo buraco para a colocação de postes.



Figura 2.1 - Trator com perfuratriz hidráulica.

### **b) Coleta de lixo**

No dia a dia nas ruas, pode-se observar um outro veículo que utiliza a energia hidráulica para a movimentação dos seus vários acessórios. Estes veículos têm uma alta capacidade de carga devido ao auxílio da energia hidráulica que ajuda a comprimir o lixo em um enorme reservatório de secção quadrada. O lixo coletado manualmente e arremessado neste reservatório é comprimido formando um enorme bloco através de um processo contínuo. Quando levado aos depósitos em céu aberto, ou mais conhecidos como lixões, estes blocos são arremessados para fora do caminhão utilizando novamente a energia hidráulica. Neste caso também as bombas utilizadas são bombas de engrenagens internas.

### **c) Retroescavadeiras**

São máquinas utilizadas para a movimentação de terra, areia, pedriscos etc. Nas pequenas mineradoras de extração de areia são utilizadas para o carregamento de caminhões com areia, pedra etc. Na construção civil e obras de pavimentação são utilizadas para abertura de pequenas valas, assim como para a colocação de dutos nestas valas.

Estas máquinas também são utilizadas nas operações de pequenas dragagens em riachos na zona rural e na zona urbana.

Aqui, também, a energia hidráulica poupa o trabalho pesado, perigoso e muitas vezes insalubre que mãos humanas precisariam executar.

Mais uma vez todas estas máquinas utilizam bombas de engrenagens internas para o acionamento da direção hidráulica, dos cilindros das pás, dos cilindros de giro da torre e dos cilindros das sapatas de ancoragem.

### **d) Automóveis, caminhões, ônibus e motocicletas**

Os milhares de automóveis e caminhões que circulam nas ruas das cidades e nas rodovias utilizam também uma bomba hidrostática para a sua movimentação. Estas bombas são normalmente utilizadas dentro dos seus motores, não para poupar esforços humanos, mas para a lubrificação das diversas partes móveis destes motores. Neste caso não se usa apenas as bombas de engrenagens para esta operação. Aqui elas dividem a sua aplicação com um outro tipo de bomba de deslocamento positivo, as bombas de lóbulos, ou mais conhecidas como bombas gerotor.

Nos automóveis e caminhões que utilizam o sistema de direção hidráulica, pode-se afirmar que praticamente todos utilizam as bombas de palhetas para a alimentação deste sistema. Este sistema é sempre um sistema hidráulico fechado e independente do outros sistemas.

Entretanto os caminhões basculantes, além da lubrificação e da direção hidráulica, ainda possuem um outro sistema independente para a movimentação da caçamba, apenas na descarga do material transportado. Normalmente este sistema independente utiliza uma bomba de engrenagens internas, mas alguns veículos possuem pequenas bombas de pistões em linha.

Os circuitos hidrostáticos ainda têm uma aplicação importante principalmente em ônibus. Trata-se do acionamento das hélices dos ventiladores do sistema de refrigeração de dos motores. Nestes veículos os radiadores são colocados longe dos motores, tornando-se difícil o seu acionamento através de correias. O que se faz, então, é: utilizando-se uma bomba de engrenagens acionada pelo motor, o fluido é canalizado através de mangueiras flexíveis até um motor de engrenagens internas que está acoplado diretamente ao eixo do ventilador do radiador.

Atualmente encontra-se nas nossas ruas caminhões apropriados para a manutenção da rede elétrica de nossa cidade. São veículos que possuem um guincho composto de alguns braços e uma caixa. Nesta caixa uma pessoa comanda, por controle remoto, o posicionamento dos braços, que ao mesmo tempo posiciona a própria pessoa numa determinada altura e próxima da fiação elétrica e dos postes. A Figura 2.2 mostra esta aplicação da hidráulica no auxílio do ser humano.



Figura 2.2 - Guincho para manutenção elétrica.

#### e) Betoneiras veiculares

Estas betoneiras são máquinas utilizadas para misturar o concreto na usina de concreto, transportá-lo até o local de utilização e descarrega-lo em cada ponto da obra.

Neste equipamento uma bomba de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável é acoplada diretamente, através de um eixo cardam, ao eixo do motor do lado da polia. Esta bomba alimenta um motor hidráulico do tipo swashplate e de vazão fixa, acoplado diretamente ao eixo de um redutor 1:100, que por sua vez aciona o tambor.

Praticamente todas as betoneiras utilizadas no Brasil fazem uso deste tipo bomba/motor e desta combinação.

## **f) Tambor de guindastes**

Nas aplicações onde se requer relativamente grandes forças as bombas de engrenagens não são utilizadas. Faz-se uso, então, das bombas de pistões axiais e pistões em linha, ou mais raramente pistões radiais. As máquinas de pistões são mais utilizadas para pressões elevadas, pois controlar as folgas de peças cilíndricas é uma operação mais fácil e mais precisa. Entretanto estas máquinas necessitam ter uma estrutura mais robusta na sua construção, ficando relativamente mais pesadas e mais caras. Estas máquinas normalmente têm pressões de trabalho da ordem de três vezes mais que aquelas de engrenagens, isto é, aproximadamente de 140 bar para 420 bar para pistões axiais, e ainda mais para pistões radiais e em linha.

As bombas e motores de pistões não são encontrados tão freqüentemente no dia a dia das pessoas, são encontradas mais dentro das fábricas, nos grandes aviões, nos guindastes de navios, nos guindastes de construções civis, nas máquinas de terraplanagens, nas máquinas de mineração etc.

Mesmo assim não se pode desprezar as bombas de engrenagens, pois elas ainda são utilizadas no controle das bombas de pistões, como por exemplo, para acionar o mecanismo de variação de vazão das bombas e motores tipo swashplate.

A robustez das máquinas de pistões pode ser vista nos motores de pistões axiais que acionam diretamente o eixo do tambor de guindastes, ao enrolarem ou desenrolarem os cabos de aço. Ou, então, nos motores que tracionam diretamente as rodas das esteiras de tratores, ou as rodas de guindastes de portos, os tambores de máquinas de concreto, os tambores de tratamento de couros etc. A Figura 2.3 mostra um motor de pistão radial de alto torque acoplado diretamente a um tambor do cabo de aço de um guindaste.

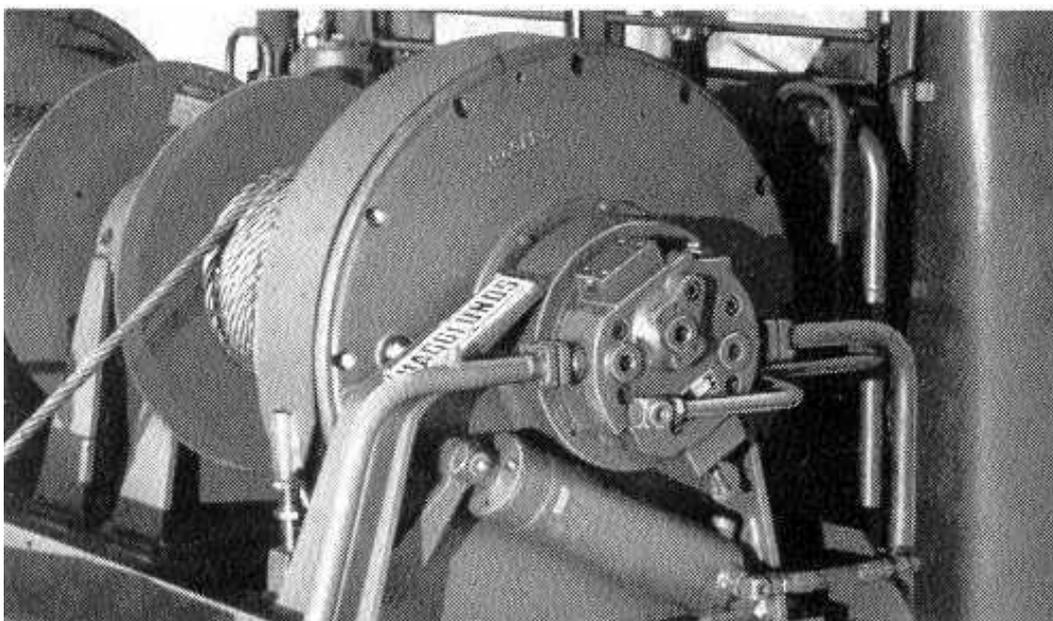


Figura 2.3 – Motor radial de alto torque acoplado diretamente ao tambor

Estes motores não são encontrados facilmente, pois são considerados motores especiais além de terem preços elevados.

Com estes exemplos pode-se observar como é importante o uso de circuitos hidráulicos no dia a dia, evitando que o ser humano faça trabalhos pesados e repetitivos, poupando-os de muitas lesões e da fadiga.

## Capítulo 3

### 3. PROJETO DA BOMBA SWASHPLATE

Para o desenvolvimento dos cálculos do projeto foi utilizado o roteiro proposto por Zangrandi (1993). Neste trabalho, utilizando-se os dados iniciais propostos para o projeto, uma pormenorizada seqüência é apresentada para permitir a elaboração dos cálculos e obtenção dos parâmetros principais da máquina.

Dados do projeto	Vazão = 130 l/min Pressão = 350 kg/cm <sup>2</sup> Rotação = 1 800 rpm
------------------	--

Item	Descrição dos parâmetros	Valor	Unidade
01	Raio de giro do pistão	43,50	mm
02	Ângulo máximo da placa swashplate	18°	graus
03	Diâmetro do pistão	19,00	mm
04	Raio interno da câmara do mancal do pistão	8,58	mm
05	Raio externo da câmara do mancal do pistão	10,34	mm
06	Diâmetro da base do mancal do pistão	25,80	mm
07	Parâmetro M	3,90	
08	Diâmetro da cabeça esférica do pistão	14,96	mm
09	Diâmetro do pescoço entre a cabeça esférica/pistão	10,56	mm
10	Raio de concordância	2,00	mm
11	Altura da base do mancal	4,50	mm
12	Altura da placa de retenção	5,50	mm
13	Diâmetro do corpo do mancal da cabeça do pistão	19,00	mm
14	Torque nominal		
15	Distância do centro de giro da swahsplate até o centro de carga do rolamento A	~ 68,00	mm
16	Distância do centro de giro da swashplate até o centro de carga do rolamento B	~ 130,00	mm
17	Momento Fletor máximo no eixo	723,30	Nm
18	Diâmetro mínimo do eixo	41,66	mm

19	Número do Rolamento A – lado da ponta de eixo estriada	30309	
20	Número do Rolamento B – lado da placa de desgaste	30306	
21	Flange de acoplamento - SAE padronizado	C	4 furos
22	Ponta de eixo estriada – 14 dentes	SAE 12/24	
23	Área dos furos oblongos do tambor	96,19	Mm2
24	Placa de retenção – he máximo	45,74	mm
25	Placa de retenção – he mínimo	43,50	mm
26	Diâmetro do furo da placa de retenção	22,25	mm
27	Raio da circunferência de centro da placa de retenção	44,62	mm
28	Retentor – lado da ponta de eixo	65x45x8	mm
29	O ring – vedador entre flange de acoplamento e corpo central, com diâmetro da secção de 3,53 mm	d9 =152,40 d10=146,90	mm
30	O' ring – vedador entre flange guia e flange de acoplamento, com diâmetro de secção 3,53 mm	d9 =79,38 d10 =73,88	mm
31	Parafusos do flange guia	M6	mm
32	Parafusos do flange de acoplamento ao corpo central	M10	mm
33	Parafusos do flange / lado entrada e saída do óleo / ao corpo central	M10	mm
34	Parafusos do mancal da placa de retenção dos mancais do pistão	M5	mm

O desenho da máquina de pistões axiais swashplate inicia-se traçando a linha de centro do eixo da máquina. Em seguida, uma linha perpendicular é traçada. O cruzamento entre a linha de centro e esta perpendicular é o ponto mais importante do projeto desta máquina. Este ponto é denominado centro de giro da swashplate, mostrado na Figura 3.2. Em mais uma etapa do desenho, traça-se, em seguida, uma linha paralela à linha de centro do eixo da bomba, que é a linha de centro do pistão. Esta referida paralela corresponde ao raio de giro do pistão, obtido do gráfico da Figura 3.1. É em torno do centro de giro da swashplate, que na realidade é a projeção do eixo de giro da swashplate, que esta placa vai girar desde  $-18^\circ$  até  $+18^\circ$ , como mostrado na Figura 3.3. Neste

intervalo entre estes dois ângulos, no seu ponto médio encontra-se o ponto  $0^\circ$ , que também é denominado ponto de vazão zero da bomba. Analogamente, os outros dois pontos referem-se à vazão máxima, onde o sinal mais indica fluxo de óleo é num sentido, e o sinal menos, fluxo de óleo em sentido contrário.

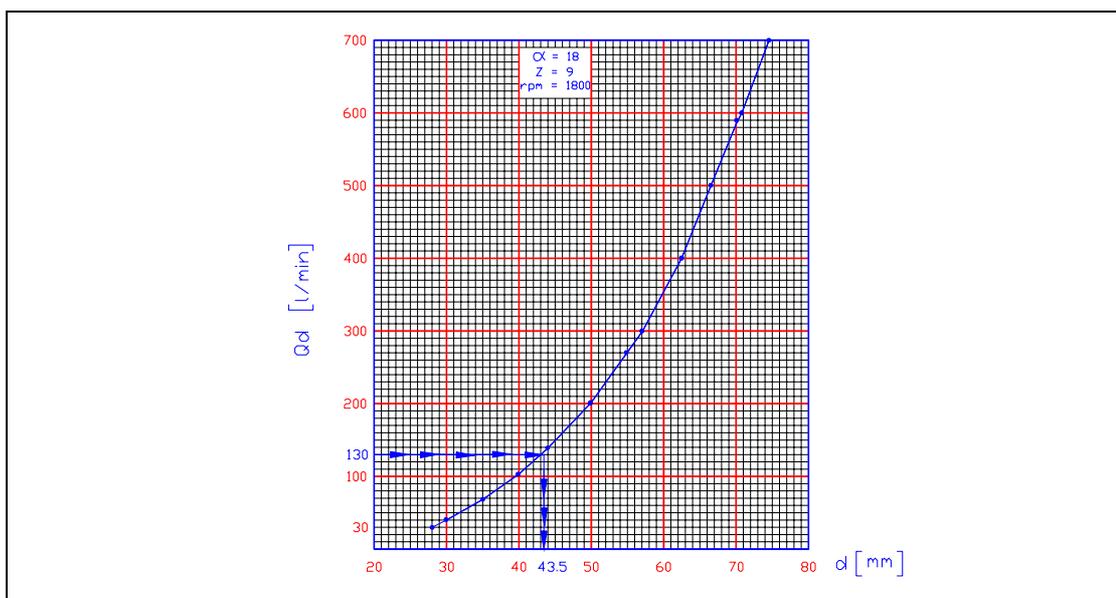


Figura 3.1 - Gráfico vazão x raio de giro do pistão. (Zangrandi 1993)

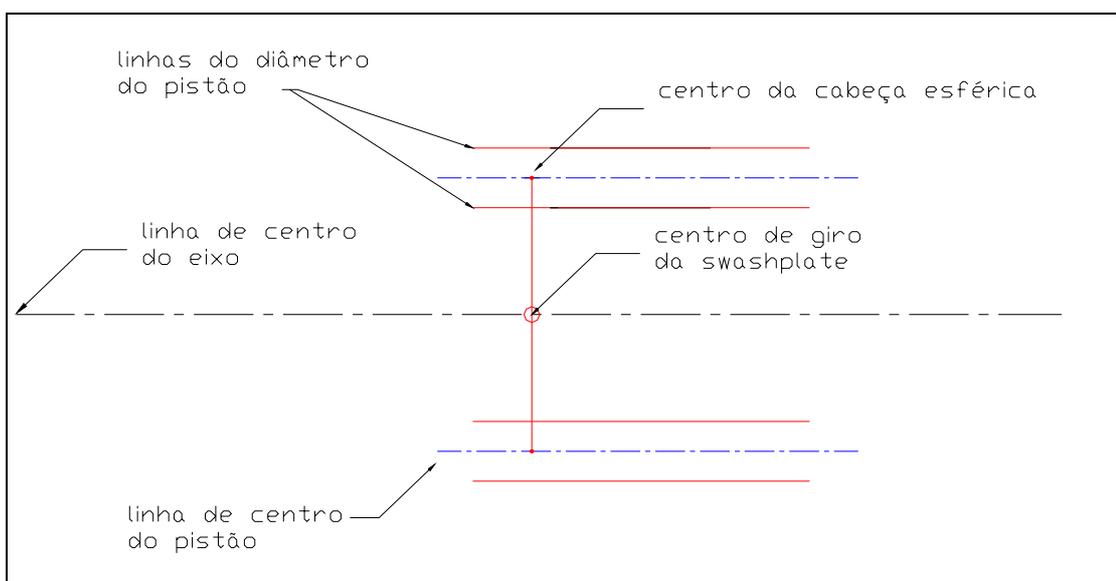


Figura 3.2 – Início do desenho de conjunto

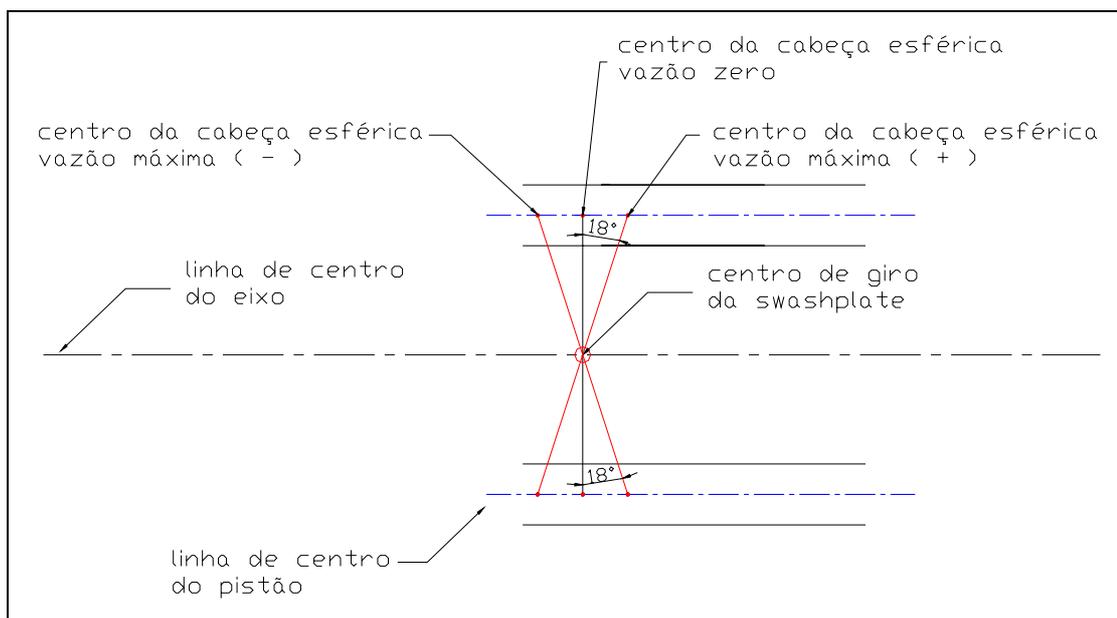


Figura 3.3 – Posições do centro da cabeça esférica do pistão

Estes traçados preliminares dão informações suficientes para que o pistão e o mancal do pistão possam ser desenhados. O cruzamento da perpendicular traçada pelo centro de giro da swashplate e a linha de centro do pistão determinam o ponto onde será o centro da cabeça esférica do pistão, na posição vazão zero. Utilizando este ponto como uma nova referência é possível, em seguida, traçar a cabeça esférica do pistão completa, isto é, a cabeça esférica, o pescoço do pistão e o raio de concordância. Mais duas linhas traçadas paralelas ao eixo do pistão vão determinar o traçado do diâmetro do pistão.

Adjacente à cabeça do pistão encontra-se o mancal do pistão. O seu desenho é realizado utilizando-se os parâmetros  $h_{bm}$ ,  $d_{ex}$ ,  $r_i$ ,  $r_o$  e mais uma informação encontrada em Zangrandi (1993), a qual mostra que a distância da base do mancal do pistão até a cabeça esférica deve ser aproximadamente  $1,4 h_{bm}$ . Até este ponto pode-se considerar desenhados a cabeça esférica, parte do pistão e o mancal do pistão, como mostrado na Figura 3.4.

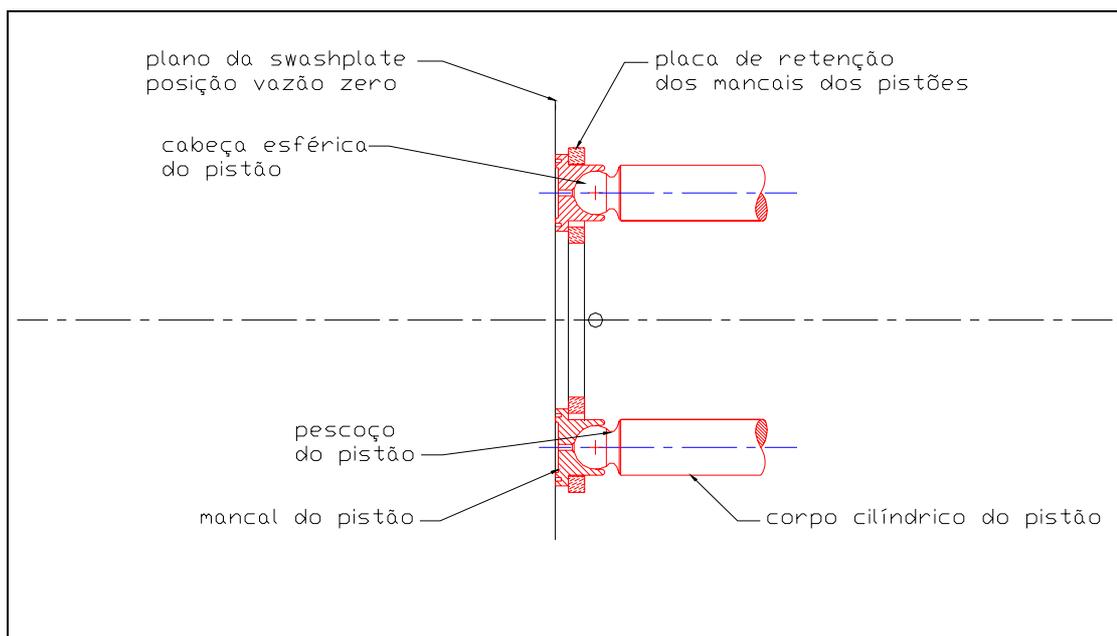


Figura 3.4 – Mancal, placa de retenção, pescoço e parte do pistão.

Continuando o desenvolvimento do desenho de conjunto da máquina swashplate, nesta nova fase, e somente nesta seqüência, pode-se desenhar a parte relativa à placa de retenção e o seu mancal. Este mancal pode ser disposto em quatro partes, ou duas, dependendo do projetista. A placa swashplate será girada de  $18^\circ$ , ficando na sua posição de trabalho, que neste projeto é fixada neste ângulo. Deve-se observar que o mancal do pistão sofre uma rotação, ao passo que a cabeça do pistão e o seu corpo cilíndrico apenas se deslocam na direção do eixo do pistão.

Utilizando-se apenas o desenho, o projetista poderá definir nesta etapa o diâmetro externo da placa de retenção, assim como as dimensões do seu mancal e do suporte deste mancal. Os parafusos que prendem o mancal da placa de retenção à placa swashplate, também poderão ser definidos nesta etapa, como mostrados na Figura 3.5.

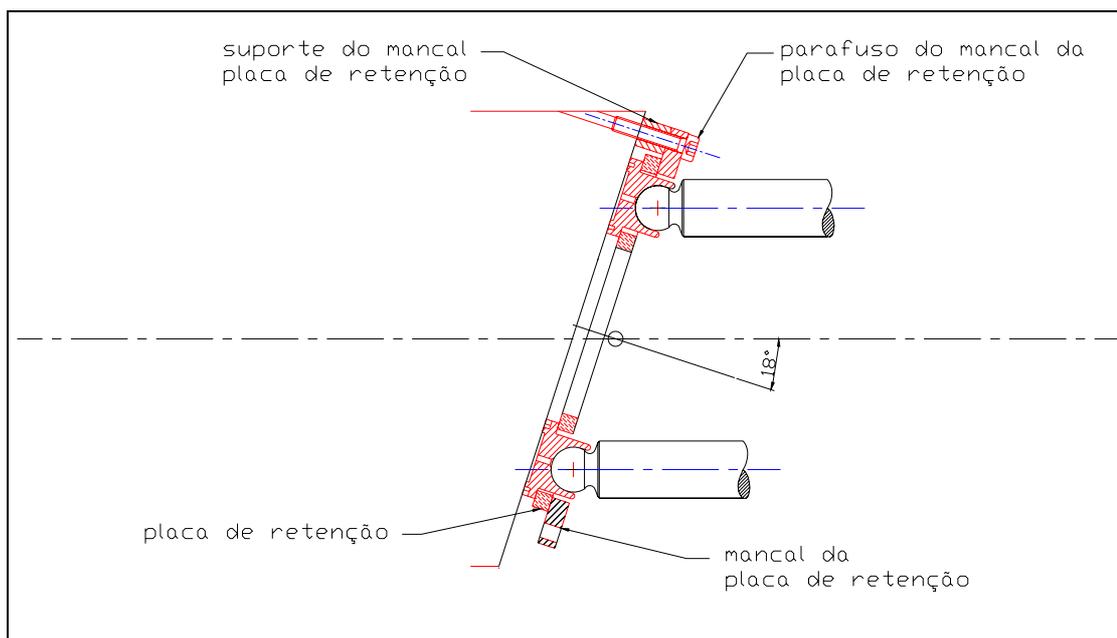


Figura 3.5 – Placa de retenção com seu mancal/suporte e parafuso.

Uma próxima fase pode ser representada como aquela onde serão definidas as dimensões da placa swashplate e do diâmetro interno do corpo central da bomba. Relativo ao desenho da placa deve ser considerado o ângulo máximo de  $18^\circ$ , assim como a espessura mínima da placa. Esta espessura deve ser analisada em função da espessura zero, ou seja, equivalente a uma lâmina, e de uma espessura máxima, normalmente discutida em função de manuseio seguro da peça, da montagem etc. A definição do comprimento do pistão, juntamente com espessuras das placas de desgaste e o comprimento do tambor ficam estabelecidos na seqüência. O comprimento do pistão, conforme Zangrandi (1993), deve ser tal que a parte do pistão que fica dentro do tambor deve ser igual a uma vez e meia a distância do centro da cabeça esférica até a face do tambor, quando o pistão estiver no ponto morto externo. As placas de desgaste de bronze e de aço também podem ser desenhadas agora, assim como a largura do furo oblongo de entrada e saída do óleo. Nesta altura do traçado do desenho de conjunto uma checagem pode ser feita, isto é, torna-se possível verificar o curso dos pistões fazendo a medição no próprio desenho. Esta

medida deve ser exatamente igual ao valor calculado num item anterior. Outra peça, a bucha onde o pistão deslizará, ou o seu cilindro, também pode ser definida. Ela deverá iniciar-se na face do tambor e terminar faceando final do pistão, quando este estiver no ponto morto externo. O centro de rotação da placa de retenção, outro ponto importante na definição do funcionamento da bomba, deve também ser destacado no desenho. A Figura 3.6 mostra esta seqüência no desenvolvimento do desenho de conjunto.

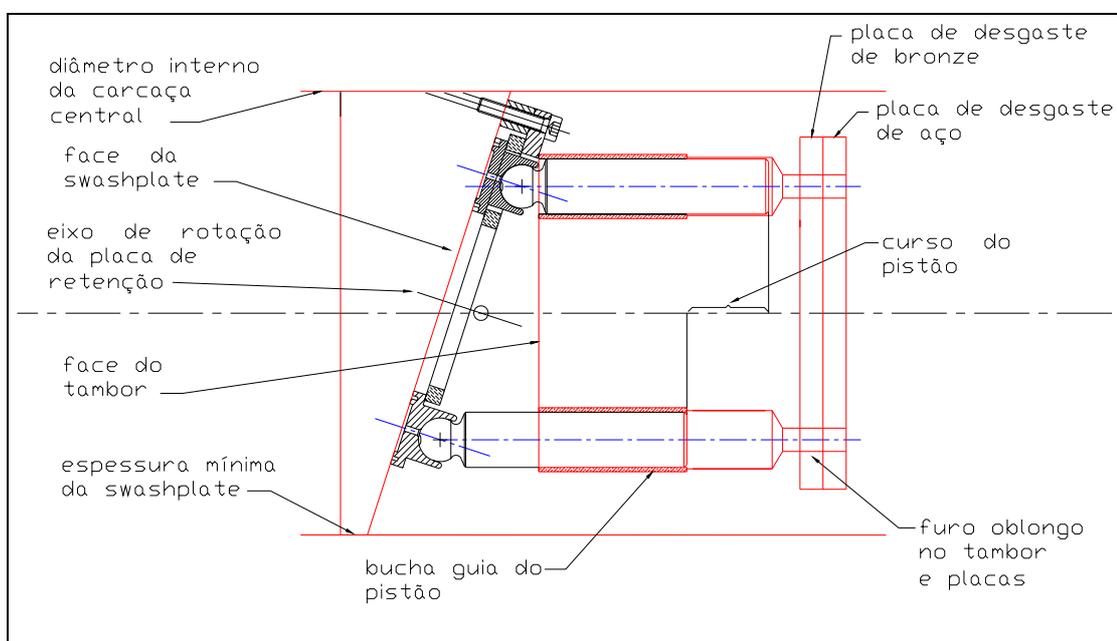


Figura 3.6 – Swashplate, pistão, bucha do pistão e placa de desgaste definidas.

Com a definição até aqui do traçado do desenho, torna-se possível obter as distâncias definidas como “a” e “b” na seqüência de cálculos. A primeira refere-se à cota entre o centro de giro da swashplate até um local próximo à face da swashplate, que corresponde aproximadamente ao centro de carga do rolamento de rolos cônicos. A segunda corresponde à distância entre o mesmo centro de giro da swashplate até um local próximo a placa de desgaste, aquela de aço. Com os valores de “a” e “b”, o momento fletor máximo que ocorre no

eixo poderá ser calculado. Paralelamente, pode-se calcular o momento torçor, utilizando-se uma equação apresentada na mesma seqüência de cálculos de Zangrandi (1993). Com os valores do momento torçor e do momento fletor, determina-se o do diâmetro mínimo do eixo, utilizando-se a equação para esforços combinados e eixo de seção circular.

A definição do tipo de rolamentos a ser usado, assim como sua dimensão, é a próxima etapa a ser feita. Neste caso serão utilizados rolamentos de rolos cônicos devido às cargas radiais serem elevadas e o espaço disponível ser pequeno. Também este tipo de rolamento é relativamente fácil de ser encontrado no mercado nacional, além de ter um preço relativamente baixo é utilizado na indústria automotiva. A Figura 3.7 mostra os rolamentos acrescentados ao desenho de conjunto, assim como algumas definições em relação ao eixo e a placa swashplate e ao tambor. Parte do escalonamento do eixo é feita levando-se em consideração as informações fornecidas pelo catálogo de rolamentos. As estrias que fazem o acoplamento do eixo ao tambor também fazem parte do escalonamento do eixo e são incorporadas ao desenho mostrado na Figura 3.7.

Voltando para o lado da ponta de eixo estriada pode-se definir agora o flange de acoplamento. Este flange será a parte da bomba através do qual a outra máquina, isto é, a máquina motora de acionamento será acoplada. O acoplamento normalmente é feito de forma concêntrica e com luva de acoplamento rígida, quase sempre estriada. Fica então definido, após discussões, o tipo e o tamanho de flange padronizado. Normalmente utiliza-se

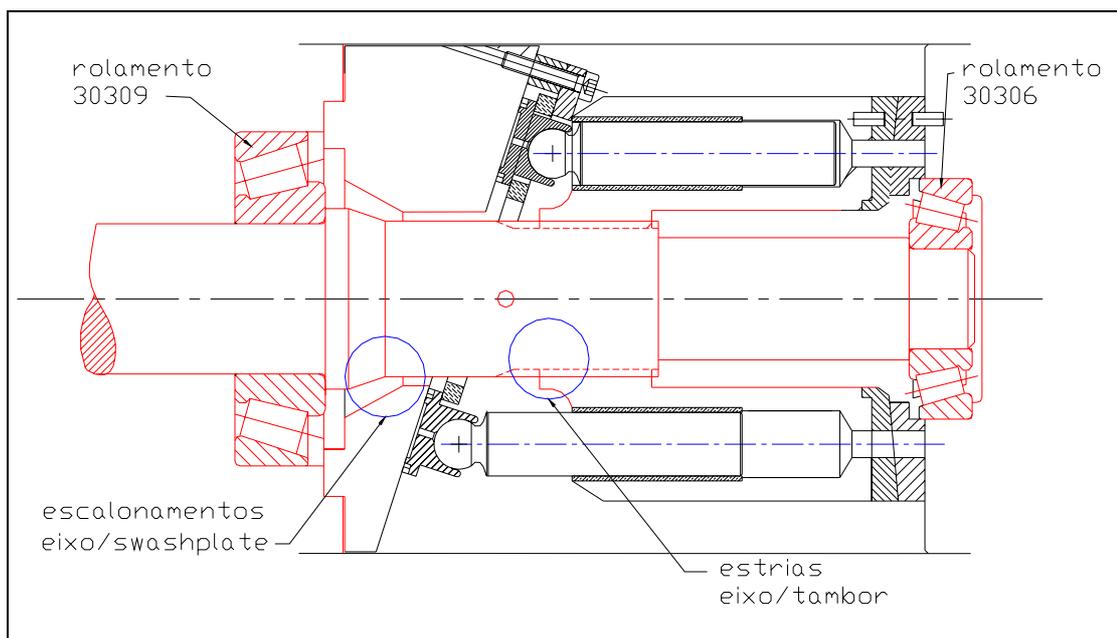


Figura 3.7 – Rolamentos 30309 , 30306 e escalonamento parcial do eixo.

os flanges do tipo SAE ou DIN. Na maioria das bombas comercializadas no Brasil utilizam-se flanges da norma SAE. A vedação entre o corpo deste flange e o corpo central da bomba utiliza-se de um anel O’ring. Este anel é posicionado no lado do flange na sua parte cilíndrica.

O flange de suporte do retentor pode, agora, ser modelado. Este flange normalmente é definido como uma peça separada, pois no caso de se fazer uma troca do retentor isto pode ser feito retirando apenas este flange e não necessitando desmontar a bomba toda. Este flange, além disso, pode ser feito compondo uma única peça juntamente com o flange guia padronizado. Neste caso, a fixação do flange guia pode ser feita através de parafusos. Caso contrário, se houver um flange exclusivamente para o retentor, a sua fixação pode ser feita axialmente utilizando-se anéis elásticos. A vedação em ambos os casos torna-se necessária e pode ser feito através do uso de anéis O’ring.

Nesta fase do desenvolvimento do desenho de conjunto, a parte da bomba do lado da ponta de eixo está praticamente definida, como mostrado na Figura 3.8.

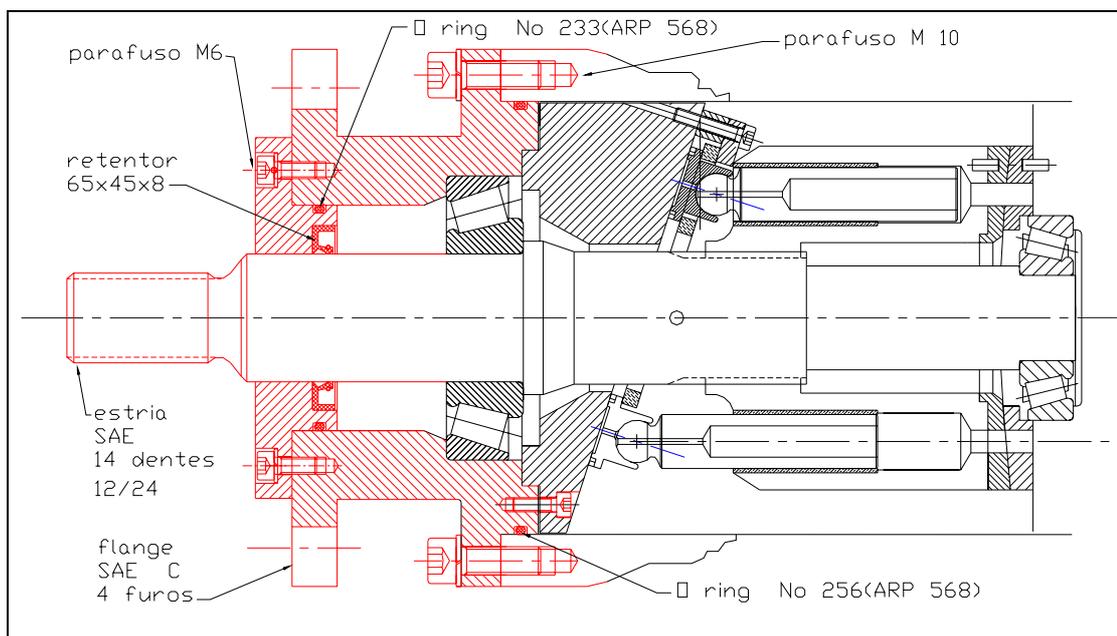


Figura 3.8 – Flange SAE C, flange guia, O’ rings, retentores e ponta de eixo.

Voltando ao lado oposto, isto é, lado das conexões de entrada e saída, pode-se começar a desenhá-la. Neste lado é importante observar que o desenho do rolamento de rolos cônicos deve ser feito tomando-se cuidado com o seu diâmetro externo, pois os furos de entrada e saída não podem estar muito próximos do diâmetro externo do anel externo do rolamento. Estes furos podem ser colocados na direção radial, ou na direção axial, dependendo do projetista. Nas bombas comercializadas os dois casos são utilizados. Além do problema da localização do furo, outra decisão que deve ser tomada pelo projetista é a forma como as ligações serão feitas com o meio exterior, isto é, com o tanque e com os motores, cilindros, válvulas etc. Estas ligações ou conexões podem ser feitas com roscas, ou flange bipartido e O’ ring.

Uma etapa importante no desenvolvimento do desenho de conjunto refere-se ao modelamento do eixo. Com os dados do diâmetro mínimo do eixo, com os diâmetros internos dos dois rolamentos e com a ponta de eixo estriada já definida, pode-se escalonar o eixo das extremidades em direção ao seu centro.

Além do diâmetro interno dos rolamentos os catálogos destes elementos também fornecem outras medidas utilizadas na definição do eixo. A parte central do eixo é caracterizada pela sua porção estriada que é conectada ao tambor. Esta estria possui um detalhe importante, isto é, o diâmetro externo da estria não é cilíndrico, existe uma pequena curvatura para compensar o assentamento do tambor nas placas de desgaste. O desenho de conjunto pode ser finalizado, ao ser definida a espessura do corpo central.

A Figura 3.9 apresenta o desenho de conjunto concluído.

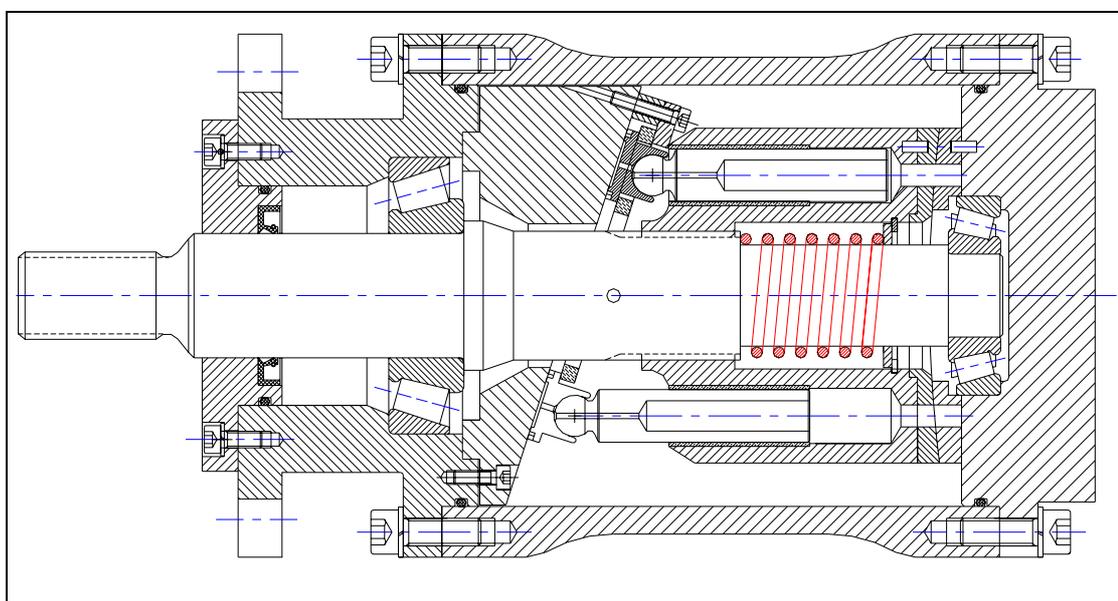


Figura 3.9 - Desenho de conjunto completo.

Os desenhos de detalhes ainda constituem uma etapa de definições do projeto da bomba. No desenho do flange de acoplamento precisam ser definidos os furos e suas posições. Também o formato do contorno do flange precisa ser definido, por exemplo, se o contorno é de forma quadrada ou retangular. Os furos que prendem os mancais da placa de retenção na swashplate também são definidos, sendo um trabalho cuidadoso. O plano da swashplate é uma elipse e o lugar geométrico dos furos rosqueados, onde é

fixado o mancal da placa de retenção, é uma circunferência. No entanto, os centros da elipse e a circunferência de centro não coincidem.

Uma peça extremamente simples, mas que merece atenção na definição dos seus parâmetros é a placa de retenção. Ela é uma placa circular, com nove furos passantes e uniformemente espaçados. No entanto, o diâmetro destes furos e a circunferência, onde se localizam seus centros, deve ser cuidadosamente calculada através das equações do roteiro proposto por Zangrandi (1993). O diâmetro do furo interno desta placa também deve ser definido nesta etapa do desenho, pois depende das dimensões do eixo.

O detalhe do mancal do pistão mostra que o furo de acoplamento à cabeça esférica é composto de uma parte esférica côncava e de uma parte cilíndrica. Detalhes do furo do óleo só podem ser discutidos se o mancal e o pistão estiverem montados juntos, permitindo que se visualize o canal que liga a câmara do mancal à parte de pressão do pistão.

## Capítulo 4

### 4. MONTAGEM

Para a montagem da bomba varias etapas foram desenvolvidas até se obter a máquina completa. Nesta etapa, todas as peças que compõem o conjunto estavam usinadas e com suas medidas conferidas, faltando apenas acoplá-las para formar o conjunto final.

A seqüência da montagem da máquina é importante, pois o desenho de cada peça é feito levando-se em consideração o modo como estas peças serão agrupadas uma as outras.

#### **Seqüência de Montagem da Bomba**

1. Montagem do retentor no flange guia:
2. Montagem do anel O'ring no flange guia:
3. Montagem do flange guia no flange principal:
4. Montagem do rolamento maior no eixo:
5. Montagem do anel externo do rolamento
6. Montagem do eixo
7. Montagem da placa Swashplate:
8. Montagem dos mancais dos pistões nos pistões:
9. Montagem do anel suporte e do mancal da placa de retenção
10. Montagem dos pistões na placa Swashplate:
11. Montagem da bucha no tambor:
12. Montagem da mola no tambor
13. Montagem do tambor
14. Montagem do corpo central:
15. Montagem do anel de desgaste de bronze no tambor:
16. Montagem do anel externo do rolamento no flange de entrada/saída do óleo:

17. Montagem do anel de desgaste de aço no flange:
18. Montagem do rolamento menor na ponta de eixo:
19. Montagem do flange de entrada/saída do óleo:

Todas as peças deverão estar devidamente limpas e, caso necessite lubrificadas, antes de se iniciar a montagem, e de preferência com um óleo ou graxa neutra.

#### 4.1 MONTAGEM DO RETENTOR NO FLANGE GUIA



Figura 4.1 – Flange guia



Figura 4.2 - Retentor sendo introduzido no furo cilíndrico do flange guia

A montagem do retentor deve ser iniciada fazendo o seu posicionamento em frente ao furo do flange guia, no lado interno. Fazendo uso de uma ferramenta cilíndrica o retentor é introduzido no furo, tomando-se o cuidado para que ele seja deslocado sempre na direção axial do furo. Caso haja uma pequena inclinação, corre-se o risco da parte externa do retentor ser danificada, prejudicando, então, a sua vedação estática nesta região. O lado do retentor que contém a mola deve ficar do lado interno do flange guia.

Normalmente deve-se depositar um pouco de graxa na região dos lábios do retentor, no lado interno.

Quando o eixo for introduzido no furo do retentor deve-se também tomar cuidado para a estria não danifique o lábio do retentor.

#### 4.2 MONTAGEM DO ANEL ORING NO FLANGE GUIA



Figura 4.3 – Montagem do anel O' ring no flange guia



Figura 4.4 – Retentor e anel O' ring montados.

A montagem do anel O'ring em seu alojamento no flange é realizada introduzindo-se este anel no cilindro que contém o canal de alojamento deste anel. Deve-se tomar cuidado para não danificá-lo durante a montagem, principalmente fazendo uso de alguma ferramenta cortante.

#### 4.3 MONTAGEM DO FLANGE GUIA NO FLANGE SAE - C



Figura 4.5 – Flange SAE C.

A montagem do flange guia no flange principal é feita introduzindo-se o eixo que contém o anel O'ring no furo do flange principal. Deve-se tomar o cuidado para que o O'ring não seja danificado.

Em seguida deve-se colocar manualmente os parafusos M6 nos furos do flange guia e rosqueá-los no flange principal. Depois, utilizando-se uma chave Allen apertar o parafuso até o torque especificado pela fabricante do parafuso, ou seja, 80% do torque nominal.



Figura 4.6 – Flange guia montado no flange SAE C.

#### 4.4 MONTAGEM DO ROLAMENTO MAIOR – 30309 – NO EIXO



Figura 4.7 – Anel interno do rolamento 30309 montado no eixo

O rolamento será montado no eixo com interferência no furo do anel interno e com deslizamento no furo do anel externo, pois quem gira é o anel interno onde a carga é fixa.

A montagem do anel interno do rolamento 30306 deve ser feita utilizando-se uma prensa leve e uma ferramenta tubular. Não há problema quanto ao alinhamento do furo do anel interno com o eixo, pois na região onde trabalhará o retentor o diâmetro do eixo é ligeiramente menor, permitindo que este anel deslize até encontrar o diâmetro onde ele se acomodará. Nesta região, então, o anel interno será introduzido usando-se o tubo e a prensa.

#### 4.5 MONTAGEM DO ANEL EXTERNO DO ROLAMENTO – 30309 - NO FLANGE PRINCIPAL.

Não haverá interferência nesta montagem, o ajuste é deslizante, forçado leve.



Figura 4.8 – Montagem do anel externo do rolamento 30309



Figura 4.9 - Anel externo na posição final de montagem.

Atenção deve ser dada para que o anel seja montado na posição alinhada axialmente. Neste caso não há um guia para auxiliar a montagem

#### 4.6 MONTAGEM DO EIXO.

Inicialmente deve ser colocado o flange principal e o flange guia, agora conectados, num gabarito de montagem. Este gabarito consiste de uma placa plana com um furo central e fixada horizontalmente em uma bancada. O flange guia será introduzido neste furo e o flange SAE C o faceará. Nesta posição tem-se então o anel interno do rolamento 30306 pronto para receber o seu anel interno, que por sua vez já está fixo ao eixo principal, do lado da estria. Nada deve ser feito além desta operação, pois o eixo irá permanecer na vertical e auto-alinhado pelo rolamento, como pode ser observado pela Figura 4.10 e pela Figura 4.11.



Figura 4.10 - Montagem do anel interno e eixo no anel externo



Figura 4.11 – Flange, rolamento 30309 e eixo montados.

#### 4.7 MONTAGEM DA PLACA SWASHPLATE



Figura 4.12 - Placa swashplate

A placa swashplate deverá ser introduzida no flange principal através da face cilíndrica. Esta face contém um guia que se encaixa no furo do flange principal e, portanto, se autoalinham. O posicionamento da placa swashplate é feito por um furo axial na sua parte mais estreita. Com a colocação desta placa o eixo fica mais estável, pois qualquer esforço lateral vai fazer com que ele se mova relativamente pouco, devido ao furo da placa. Deve-se observar que a seqüência de montagem da bomba é somente esta que vem sendo desenvolvida até aqui. A montagem da bomba está sendo feita como se tivéssemos empilhando as peças.

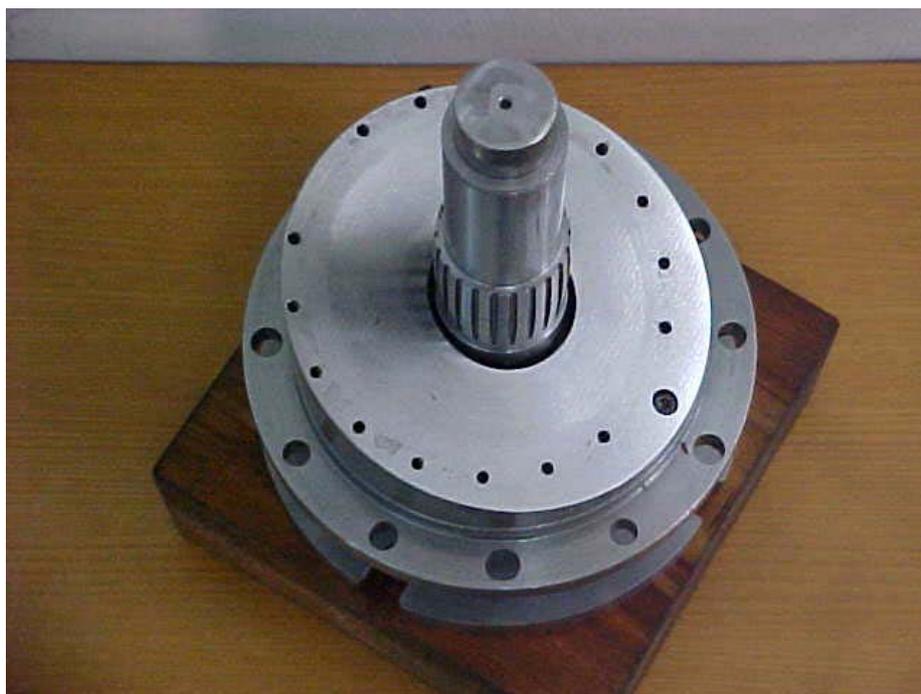


Figura 4.13 – Placa swashplate montada no flange principal.

#### 4.8 MONTAGEM DOS MANCAIS DOS PISTÕES NOS PISTÕES

A etapa de montagem dos pistões em seus respectivos mancais de bronze é feita utilizando-se um dispositivo bipartido conforme mostrado na Figura 4.15. Através deste dispositivo a parte cilíndrica do furo é forçada na direção interna, fazendo com que as suas bordas sofram uma deformação permanente, prendendo a cabeça esférica do pistão no seu mancal. É necessário que o pistão fique preso ao seu mancal para que durante o funcionamento da bomba, o mancal possa puxar os pistões a fim de que os mesmos façam seu recuo e permitam que a fase de sucção dos mesmos venha a ocorrer.



Figura 4.14 - Pistão e mancal do pistão



Figura 4.15 – Ferramenta especial para a montagem do pistão/ mancal.

#### 4.9 MONTAGEM DO ANEL SUPORTE E DO MANCAL DA PLACA DE RETENÇÃO NA PLACA SWASHPLATE

Posicionar o anel suporte com dois parafusos, na extremidade para facilitar o posicionamento da placa de retenção.



Figura 4.16 – Mancal da placa de retenção e seu suporte

#### 4.10 MONTAGEM DOS PISTÕES NA PLACA SWASHPLATE

- a) Montagem dos pistões em seus respectivos locais de trabalho, ou seja, introduzÍ-los em seus respectivos furos na placa de retenção.
- b) Posicionar o anel suporte junto ao com os mancais da placa de retenção e fixá-los com dois parafusos para facilitar o posicionamento da placa de retenção.
- c) Montagem da placa de retenção e a colocação de dois parafusos na outra extremidade da mesma, para que a placa fique posicionada.
- d) Montagem de todos os seus parafusos, ajustando-os e aplicando um pré-torque.



Figura 4.17 – Placa de retenção e pistões/mancais.

e) Nesta etapa, verificar se durante o aperto dos parafusos é possível o deslocamento da placa de retenção com seus pistões, dentro de seu alojamento, movimento este que será necessário para que a máquina desenvolva corretamente sua função.

#### 4.11 MONTAGEM DA MOLA NO TAMBOR

- a) Posicionar a mola no interior do furo principal do tambor, Figura 4.18.
- b) Montar o anel de aço sobre a mola, comprimindo o conjunto com auxílio de uma prensa, e introduzir o anel elástico.
- c) Retirar o conjunto da prensa e verificar se o anel elástico está corretamente posicionado em seu alojamento.



Figura 4.18 – Detalhe da mola montada no tambor e anel elástico.



Figura 4.19 – Tambor visto do lado dos furos oblongos e pinos guias

#### 4.12 MONTAGEM DOS PISTÕES NO TAMBOR



Figura 4.20 – Montagem dos pistões no tambor



Figura 4.21 – Tambor, pistões, placa de retenção e seu mancal.

Os pistões e seus mancais formam um novo conjunto. Estas nove peças devem ser introduzidas no tambor, juntamente com a placa de retenção. Para fazê-lo, primeiramente agrupa-se os pistões e a placa de retenção, introduzindo cada pistão num furo da placa. No final desta operação todos os pistões deverão estar juntos com a placa. Em seguida deve-se introduzir, um a um e com uma mão, cada pistão no furo do tambor, permanecendo a placa de retenção na horizontal e segura pela outra mão. Depois de introduzir os nove pistões tem-se um novo conjunto: tambor, nove pistões com seus mancais e placa de retenção.

Numa etapa seguinte, deve-se virar este conjunto para baixo e posicionar a placa de retenção e a face dos mancais dos pistões sobre o plano da placa swashplate. Neste instante o tambor estará também sendo acoplado ao eixo através das suas estrias. A montagem permanecerá estável até este momento, conforme pode-se observar na Figura 4.21.

Pode-se, a seguir, apertar os parafusos M5 dos mancais da placa de retenção e seu suporte de aço na face da placa swashplate.

Dando seqüência ao empilhamento das peças, nesta nova etapa, o corpo central da bomba deverá ser montado. Esta peça deverá ser introduzida de cima para baixo até encontrar o flange principal. Ela deverá, à princípio, oferecer uma pequena resistência para que as faces do corpo central e do flange se toquem . Isto se deve ao fato que o anel O' ring faz um a pequena pressão nas paredes do cilindro, devido à sua deformação para fazer a vedação. Uma pequena força para baixo e a peças se tocam.



Figura 4.22 – Montagem do corpo central

Em seguida, deve-se colocar os parafusos M10 de baixo para cima até que a peças se mantenham coladas e mais tarde faz-se o aperto final. A Figura 4.24 mostra parte desta operação de montagem do corpo central.

Em seguida, fixa-se o anel de desgaste de bronze ao tambor. Este anel contém quatro furos que se encaixam nos quatro pinos guias do tambor. O anel de bronze também possui um escalonamento que permite o seu encaixe concêntrico com o furo escalonado do tambor. Estes detalhes são mostrados na Figura 4.23.

Uma operação importante que deve ser desenvolvida na face do anel de desgaste de bronze é a operação de retífica e lapidação. O desempenho da bomba é muito afetado pelo estado de acabamento desta superfície.



Figura 4.23 – Montagem do anel de desgaste de bronze no tambor.



Figura 4.24 – Anel de desgaste e corpo central, montados.

#### .4.13 MONTAGEM DO ANEL EXTERNO DO ROLAMENTO 30306 NO FLANGE ENTRADA/SAÍDA DO ÓLEO.



Figura 4.25 – Montagem do anel externo do rolamento 30306



Figura 4.26 – Anel externo do rolamento 30306 montado.

#### 4.14 MONTAGEM DO ANEL DE DESGASTE NO FLANGE DE ENTRADA/SAÍDA DO ÓLEO

- a) Antes da montagem do anel de encosto na tampa traseira é necessário montar os pinos trava, que irão fixar o anel na tampa.
- b) Atenção deve ser dada ao posicionamento correto dos pinos, uma vez que eles serão responsáveis por manter o anel em sua posição.
- c) Montar a placa e prestar atenção para o posicionamento da placa na tampa traseira para que o furo oblongo da placa ocupe a mesma posição do rasgo da tampa.



Figura 4.27 – Montagem do anel de desgaste de aço no flange



Figura 4.28 – Anel de desgaste de aço montado.

#### 4.15 MONTAGEM DO CORPO CENTRAL

- a) Montar o anel O' ring, na ranhura do flange principal.
- b) Montar o corpo encaixando-o no flange principal.
- c) Atenção com o anel O' ring do flange, para preservá-lo quanto a possível corte.
- d) O furo existente no corpo que tem a função de drenar o interior da bomba deverá estar posicionado para o lado de cima conforme indicado no desenho de conjunto.
- e) Montar os parafusos com respectivas arruelas e encosta-los.

#### 4.16 MONTAGEM DO ROLAMENTO MENOR – 30306 – NA PONTA DO EIXO

- a) O rolamento será montado no eixo com interferência, em função do tipo de trabalho, ou seja, quem gira é o anel interno e a carga é fixa, esta situação requer que o anel interno esteja fixa ao eixo, ficando o anel externo livre, com ajuste deslizante.
- b) Montagem do anel interno do rolamento menor – 30306 na ponta do eixo, usando uma prensa leve, pois o anel interno possui em relação ao eixo uma pequena interferência.
- c) Deve-se lembrar que o anel interno deste rolamento poderá ser montado e desmontado mais de uma vez para o ajuste final da folga dos rolamentos.



Figura 4.29 – Anel interno do rolamento 30306 montado no eixo

#### 4.17 MONTAGEM DO FLANGE DE ENTRADA/SAÍDA DO ÓLEO

- a) Montagem do anel O' ring no alojamento do flange.
- b) Atenção para a montagem do anel O' ring, para preservá-lo quanto a possível corte.
- c) Montagem do flange no corpo central e no eixo.
- d) Montar os parafusos com respectivas arruelas, na tampa e encostá-los.
- e) A posição da tampa traseira em relação ao conjunto, devera estar de acordo com o desenho de conjunto.



Figura 4.30 – Anel O' ring sendo montado no flange entrada/saída de óleo



Figura 4.31 – Flange de entrada/saída do óleo posicionado no lugar

## Capítulo 5

### 5. TESTES

Após a montagem final da bomba de pistões axiais swashplate, um procedimento foi feito para avaliar o seu funcionamento.

Um bancada de testes foi construída para fixar a bomba, assim como para conecta-la a um variador de rotação e a um pequeno reservatório de óleo hidráulico. Nesta mesma bancada uma placa horizontal foi utilizada para a montagem da bomba. A Figura 5.1 mostra os detalhes deste equipamento. Pode-se observar que o acoplamento entre a bomba e o variador é feito através de polias e correia tipo V. Este tipo de acoplamento é muito fácil de ser implementado e também foi feito desta forma porque o torque necessário para os testes previstos é relativamente pequeno. Caso fosse aplicado o torque nominal seria necessário um acoplamento através de luva rígida. Para implementar o teste foi realizado:

- a) Inspeção manual – necessária para checar manualmente se o mecanismo da máquina está funcionando normalmente. No caso, como esta máquina é relativamente pequena, pode-se fazer girar o seu eixo apenas aplicando um pequeno torque na polia, que neste caso foi acoplada à ponta de eixo estriada. Como o eixo girou com pequeno esforço, aparentemente o mecanismo da máquina está usinado e montado corretamente. Numa máquina como esta não há meio de se fazer uma inspeção visual interna.

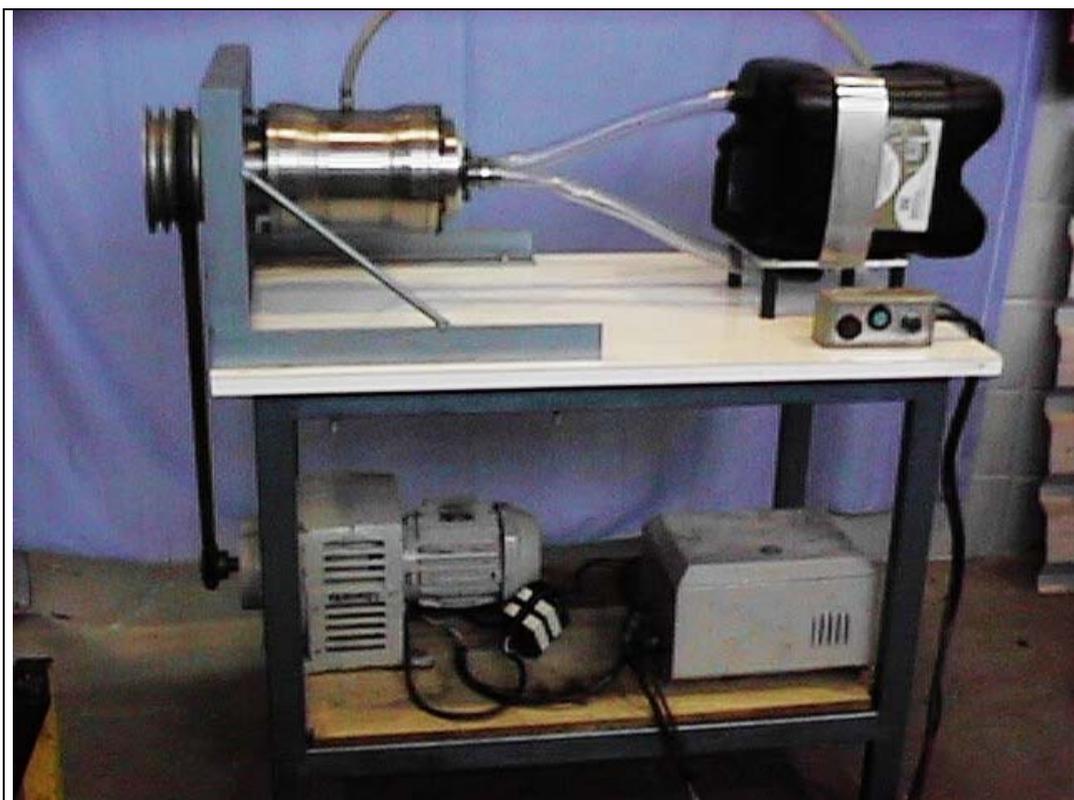


Figura 5.1 – Bancada para testes da bomba

- b) Medida da vazão – a medida da vazão da bomba foi realizada utilizando-se um recipiente calibrado e um cronômetro. Este teste visa confirmar se a vazão em uma determinada rotação corresponde ao valor calculado. Não foram realizadas as medidas de muitos pontos, pois para executá-las, devido a simplicidade do equipamento, foi necessário a participação de várias pessoas ao mesmo tempo, uma cronometrando, outra coletando o fluido num recipiente calibrado, outra alimentando o reservatório e a última controlando a variação da rotação e fazendo a sua leitura.
- c) Variação da rotação da bomba – esta operação foi realizada com o auxílio de um variador de indução ou eletromagnético, marca

Varimot. Neste equipamento um motor de indução trifásico aciona um rotor no qual existe um campo magnético que pode ser variado. A variação é feita através de um circuito eletrônico e a regulação manual é realizada por um potenciômetro. O campo magnético do rotor induz correntes parasitas para um segundo rotor que está acoplado a um eixo, o qual é o eixo de saída do redutor.

O gráfico mostrado na Figura 5.2 apresenta duas curvas. Uma curva, pontos em círculos, refere-se à vazão calculada utilizando-se a equação 3.1, página 46, apresentada em Zangrandi (1993). A outra curva, com pontos em losangos, refere-se à vazão medida no teste da bomba.

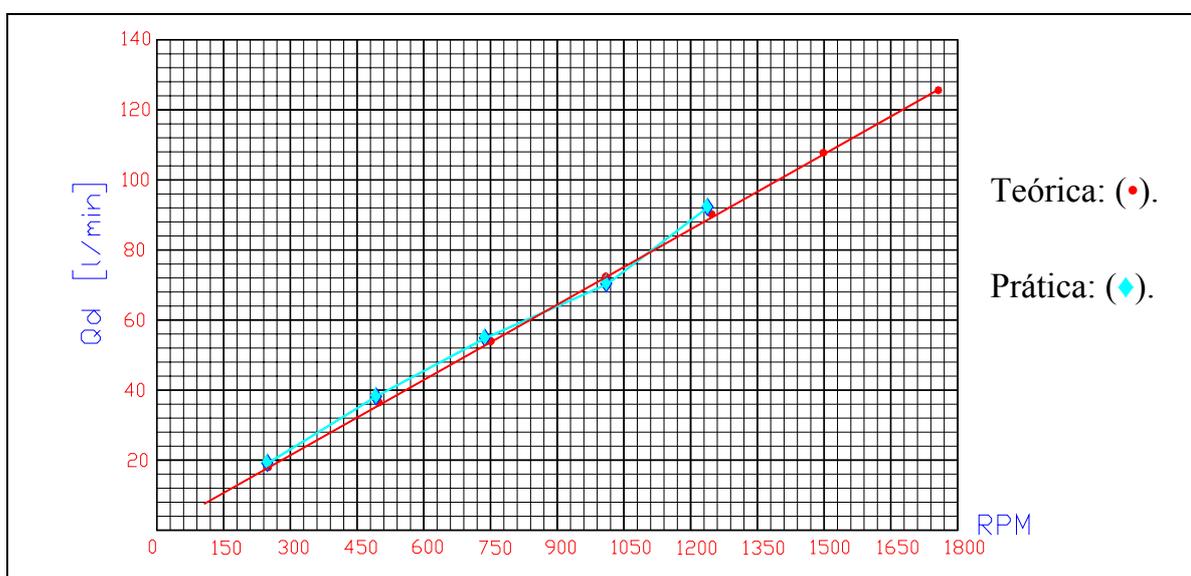


Figura 5.2 – Gráfico vazão x rotação.

Os pequenos erros entre as duas curvas não é significativo, pois embora o método de medição de vazão seja muito preciso, os aparelhos disponíveis no momento não foram muito confiáveis.

## 5.1 CONCLUSÕES

O desenvolvimento deste trabalho permitiu:

- a) Seguir um roteiro de cálculo previamente estabelecido por um trabalho desenvolvido parte dentro da universidade e parte dentro do SENAI e comprovar a sua validade;
- b) Concluir que não existe outro trabalho relacionado a este tipo de bomba que possibilite seguir uma metodologia necessária para se desenvolver o projeto de uma máquina swashplate;
- c) Concluir que este tipo de máquina é amplamente utilizado nos veículos que utilizam betoneiras;
- d) Observar que esta máquina tem muitas vantagens em relação à máquina de eixo inclinado;
- e) Descobrir que esta máquina vem substituindo aquelas de eixo inclinado em alguns casos;
- f) Concluir que embora esta máquina seja constituída de peças relativamente simples, o conjunto forma uma máquina extremamente robusta;
- g) Conhecer um mecanismo que só tem aplicação nesta máquina é único;
- h) Comparar o tamanho desta máquina com máquinas térmicas e elétricas e concluir que a relação de volumes é muito diferente para a mesma potência;
- i) Projetar uma máquina exige muito mais do que roteiros, equações, tabelas etc; requer conhecimentos amplos de materiais, de usinagem e de metrologia;

## 5.2 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

1) Como o roteiro de projeto proposto vale para uma ampla faixa de vazão, sugere-se um trabalho de projeto de bombas maiores e também menores. Esta sugestão é válida se levar em conta que na fabricação de máquinas menores a usinagem dos pistões e seus mancais, assim como do tambor requer maiores cuidados devido ao tamanho dos seus componentes. Caso contrário, acontece com as máquinas maiores.

2) Com conhecimentos adquiridos em outros projetos pode-se projetar máquinas de vazão variável, onde acessórios com mecanismos mais elaborados devem ser criados, embora a metodologia aplicada seja a mesma até aqui utilizada.

3) Para o teste destas máquinas projetadas e construídas neste campus, é necessário o desenvolvimento de uma bancada para possibilitar que todos os ensaios sejam feitos.

## Capítulo 6

### 6- DISCUSSÃO

#### 6.1 - Fase de projeto

Nesta fase é necessário estudar os componentes como: parafusos, anéis de vedação, retentores e rolamentos, suas características, com a finalidade de definir as dimensões, rugosidade superficial e as tolerâncias de montagem dos mesmos, para uma aplicação correta.

Também a escolha dos materiais e a definição de suas características mecânicas devem ser definidas ou através do conhecimento ou através de pesquisa em outros equipamentos similares.

Como os cálculos foram executados através de equações pré-definidas, os valores dimensionais, como espessuras das paredes, dimensões de eixo e componentes, encontrados, podem ficar de certa forma, maior e até mais pesados do que um equipamento que possa estar sendo testado e de forma experimental redimensionado através de outras formas de cálculos. Caso os cálculos fossem executados de outro modo mais moderno, como pelo método dos elementos finitos, poderíamos obter espessuras menores, e um equipamento mais leve.

Com relação ao desenho dos anéis de desgaste e vedação, como os mesmos trabalham encostados e em atrito constante, muita atenção para o fato de que uma mesma linha irá definir o perfil das duas peças e por sua concavidade ao se desenhar os detalhe das mesmas, trabalhar as tolerâncias de tal forma que ao se usinar as duas peças, não fiquem com as mesmas medidas e com isso apresentando grande interferência e haverá dificuldade em acoplá-las.

Nesta etapa um bom conhecimento de CAD (Desenho Auxiliado por Computador), é necessário.

## 6.2 - Fase da Fabricação

Nesta etapa o ideal seria dispor de Tornos, Fresadoras, Retificadoras, máquina de polimento e ferramentas adequadas.

Toda a usinagem deveria de preferência ser feita em máquinas com comando numérico, porém neste projeto foi executada em máquinas convencionais exceto a placa de retenção que foi furada num centro de usinagem a controle numérico. Desta forma obtivemos peças com tolerâncias apresentando desvios, acarretando com isso vários ajustes durante a fase de montagem do conjunto.

O polimento da placa Swashplate foi executado através de lixa de granulação baixa e de forma manual.

O tratamento térmico dos pistões e do eixo foi executado em um forno com temperatura controlada e suas características mecânicas comprovadas com ensaios de dureza antes e após o processo. O ideal é que se tivesse processado o tratamento térmico com corpos de prova em apenso, para que o resultado do tratamento fosse comprovado por ensaio de tração.

A usinagem da placa Swashplate mostrou que é necessário ter um planejamento para sua execução, por possuir uma face inclinada e polida e nesta a furação, cujo centro de referência é excêntrico ao centro geométrico da peça, deve ser preciso. Caso a furação seja executada dentro das dimensões de projeto antes da fase de retifica e polimento e desta fase seja retirado material em excesso, não previsto, o centro da furação poderá se deslocar e com isso interferir na montagem ou até no funcionamento do conjunto.

Atentar para o projeto e fabricação do eixo, pois o mesmo possui uma certa convexidade na região das estrias para permitir que durante sua flexão sob carga possa garantir que o vazamento de óleo através da região de vedação entre o anel de desgaste de bronze e o anel de desgaste de aço, não se acentue.

Com relação a usinagem dos anéis de desgaste e vedação, como os mesmos trabalham encostados e em atrito constante, e este contato se faz através de

superfícies côncavas, atentar para que o acoplamento fique perfeitamente correto, após o polimento.

### **6.3 - Fase da Montagem**

Nesta fase montar as buchas dos pistões no Tambor trouxe grande aprendizado sobre a máquina, inicialmente foi executada a furação no Tambor, em uma furadeira de coordenadas, após estarem prontos, foram introduzidas as buchas já furadas e pré-acabadas para que depois fossem ajustadas através de um alargador para calibrar os furos dentro das tolerâncias exigidas no projeto. Foi um grande erro. Devido às imperfeições da furação que havia sido feita em furadeira de coluna com broca comum, ao montar a bucha, ela se acomodou de tal forma que ao passar o alargador se retraía para as imperfeições do furo e ao sair o alargador a bucha voltava para a posição anterior, efeito mola. Portanto ao introduzir os pistões nos furos acabados, os mesmos não entravam e isso só ocorria se a pressão nos mesmos fosse grande, só que para tirá-los era necessário bater pelo fundo.

Para que este problema não ocorra, a forma encontrada e adequada foi a de introduzir no furo não a bucha pré usinada, mas um tarugo que depois de montado no furo, receberia a furação com uma broca comum e em seguida o furo seria ajustado com um alargador para as dimensões finais.

A montagem dos mancais dos pistões nos pistões necessita de um dispositivo que amasse a borda do mancal em torno do pescoço do pistão, para fixá-lo ao pistão. Ao executar esta montagem, ir apertando o dispositivo até sentir que o pistão não tem mais liberdade de girar no alojamento. Parece que o pistão vai se soltar do mancal, mas não irá ocorrer.

A montagem do conjunto requer, no final antes de se colocar a tampa lado saída de óleo, peça que contem a capa externa do rolamento, verificar se o somatório das dimensões e suas respectivas tolerâncias garantem um acoplamento correto. Caso o

somatório demonstre que ao apertar os parafusos, fechando o conjunto, possa estar ocorrendo um aperto excessivo dos componentes e com isso danificando prematuramente os mesmos, será necessário fazer ajustes no conjunto.

## APÊNDICE 1

### 7.1 – Definição das Dimensões

Dados do projeto

a) Vazão de placa -  $1,30 \cdot 10^{-3} \text{ [ m}^3\text{/s ]} = 130,0 \text{ [ l/min ]}$

b) Rotação - 1800 rpm

c) Pressão nominal =  $35,0 \text{ [ Mpa ]} = 350 \text{ [ bar ]}$

A.1 – Determinação do raio de giro do pistão d

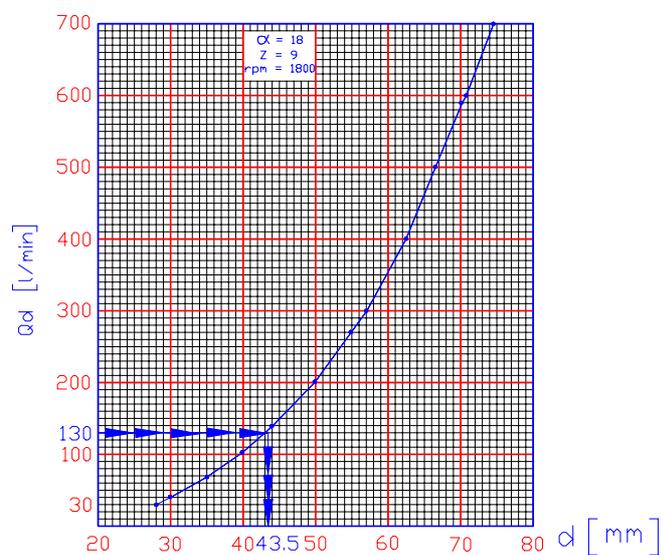


Figura A1 - Gráfico para determinação de “d”

A . 2 – Determinação do ângulo máximo da swashplate ( $\alpha$ ), número de pistões  $Z$  e rpm nominal

$$\alpha = 18^\circ$$

$$Z = 9$$

$$Rpm = 1800$$

A . 3 - Determinação do diâmetro do pistão  $d_p$

$$Q_d = 0,785 (d_p)^2 (2 d \operatorname{tg} \alpha) Z \operatorname{rpm}$$

Substituindo os valores tem-se:

$$d_p = 19,00 \text{ [mm]}$$

A . 4 - Determinação das dimensões da base do mancal do pistão

$$r_i / r_o = 0,83 \quad e \quad \beta = 0,92$$

$$r_o = \sqrt{\beta d_p^2 \ln(r_o / r_i) / 2(1 - (r_i / r_o)^2) \cos \alpha}$$

Substituindo os valores tem-se:

$$r_o = 8,58 \text{ [mm]}$$

$$r_i = 10,34 \text{ m [mm]}$$

A . 5 – Determinação do diâmetro  $d_{ex}$  da base do mancal do pistão

$$d_{ex} = 1,25 (2 r_o)$$

Substituindo os valores tem-se:

$$d_{ex} = 25,80 \text{ [mm]}$$

A . 6 – Determinação do parâmetro  $M$

$$M = 2 ( d \cos 70^\circ - d_{ex}/2 )$$

Substituindo os valores tem-se:

$$M = 3,90$$

#### A . 7 – Determinação das dimensões da cabeça esférica

$$d_p / d_{sp} = 1,27$$

$$d_p / d_n = 1,8$$

$$r_{co} = ( 0,09 \text{ a } 0,11 ) d_p$$

Substituindo os valores tem-se:

$$d_{sp} = 14,96 \text{ [mm]}$$

$$d_n = 10,56 \text{ [mm]}$$

#### A . 8 – Determinação dos parâmetros complementares do mecanismo mancal/pistão

Tabela A.01 - Valores de  $H_{bm}$  e  $H_{pr}$

<b>l/min]</b>	<b><math>H_{bm}</math> [mm]</b>	<b><math>H_{pr}</math> [mm]</b>
30 – 40	3,5	4,5
50 – 90	4,0	5,0
100 - 130	4,5	5,5
140 - 170	5,0	6,0
180 - 220	5,5	6,5
230 - 300	6,5	7,0
320 - 400	7,0	8,0
420 - 500	8,0	9,0
520 - 600	9,0	10,0
620 - 700	10,0	12,0

$$\begin{aligned}h_{bm} &= 4,50 \text{ [mm]} \\h_{pr} &= 5,50 \text{ [mm]} \\d_{sb} &= 19,00 \text{ [mm]}\end{aligned}$$

A . 9 – Determinação do torque

$$T = 2,261 d (d_p)^2 \operatorname{tg} \alpha p$$

Substituindo os valores tem-se:

$$T = 403,8 \text{ [ N. m ]}$$

A . 10 – Determinação do momento fletor máximo do eixo

Com os valores obtidos do desenho tem-se:

$$a = 68 \text{ [ mm]}$$

$$b = 130 \text{ [ mm]}$$

A força máxima  $F_{co}$  aplicada no eixo é dada por :

$$F_{co} = 5 (0,785 (d_p)^2) p \operatorname{tg} \alpha$$

Substituindo os valores tem-se:

$$F_{co} = 16110 \text{ [ N ]}$$

O momento fletor máximo será:

$$M_F = F_{co} ( a b / a + b )$$

Substituindo os valores tem-se:

$$M_F = 723,0 \text{ [N.m]}$$

A . 11 – Determinação do diâmetro mínimo do eixo no ponto de solitação máxima ( torque e momento fletor máximos).

$$D_e = [ ( 32 / \pi \sigma_n ) ( M_F^2 + T^2 )^{1/2} ]^{1/3}$$

Substituindo os valores tem-se:

$$D_e = 41,66 \text{ [mm]}$$

#### A . 12 – Determinação dos rolamentos

Com o valor de  $F_{co}$  calculado anteriormente, determina-se as cargas radiais nos dois rolamentos. Será utilizada apenas a força radial para o cálculo do rolamento porque a força axial, previamente conhecida, é pequena em relação à radial. O tipo de rolamento utilizado é o de rolos cônicos, pois se se utilizar rolamentos rígidos de esferas, o tamanho desses rolamentos seria muito grande em relação ao tamanho da bomba.

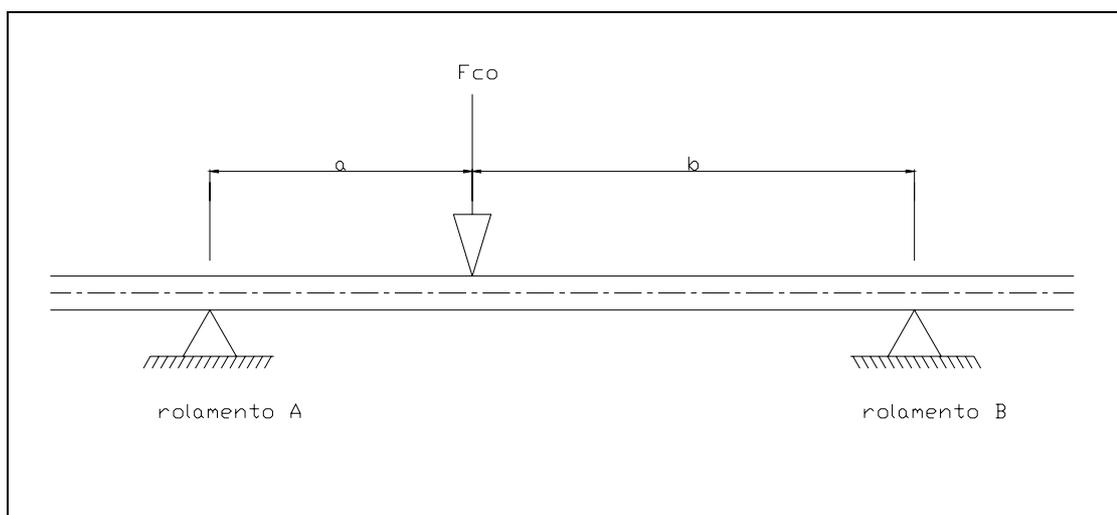


Figura A. 2 - Esquema para cálculo dos esforços

#### A13 – Determinação do flange

Com os valores dos parâmetros obtidos até aqui, pode-se escolher o flange que acoplará esta máquina com o motor diesel, elétrico, a gasolina, ou outra meio qualquer de acionamento. Este flange deve ser escolhido por

“tentativa e erro”, isto é , fazendo sucessivas iterações entre os valores padronizados do flange e as medidas da carcaça da bomba. A Tabela 02 fornece os valores padronizados de flanges SAE

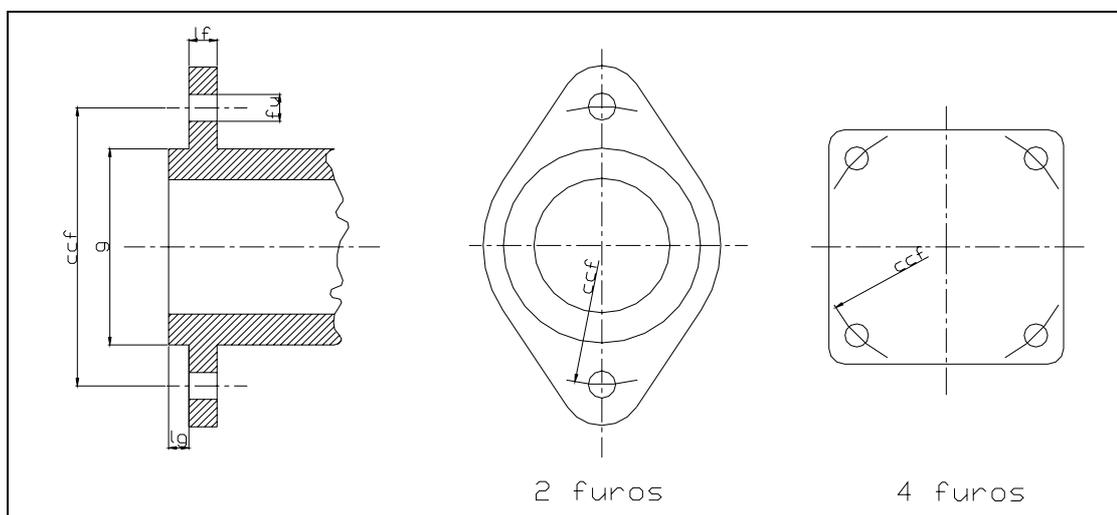


Figura A 3– Flange SAE

Tabela A .02 – Flanges SAE padronizados

FLANGES SAE					
Tipo SAE	g [ mm] ( padrão)	ccf [mm] ( padrão)	fu [mm] ( padrão)	lg [mm] (sugerido)	lf mm (sugerido)
A (2 furos)	82,55	106,38	11,13	7,0	13,0
B (2 furos)	101,60	146,10	14,27	10,0	13,0
C (2 furos)	127,00	180,98	17,48	13,0	18,0
<b>C (4 furos)</b>	<b>127,00</b>	<b>161,95</b>	<b>14,98</b>	<b>13,0</b>	<b>16,0</b>
D (4 furos)	152,40	228,60	21,33	14,0	25,0
E (4 furos)	165,10	317,50	20,57	16,0	27,0
F (4 furos)	177,80	350,00	26,97	16,0	38,0

A . 14 – Determinação da ponta de eixo estriada

Tabela A .03 – Pontas de eixo padronizadas SAE

<b>PONTAS DE EIXO ESTRIADAS</b>				
<b>Pitch fillet</b>	<b>N<sub>o</sub> de dentes</b>	<b>Diâmetro Primitivo</b>	<b>Diâmetro Externo</b>	<b>Obs.</b>
16 / 32	9	14,28	15,87	Manual SAE - 1963
	13	20,63	22,22	Manual SAE - 1963
	21	33,33	34,92	Manual SAE - 1963
	27	42,86	44,44	Manual SAE - 1963
	40	63,50	65,05	Manual SAE - 1963
12 / 24	14	29,63	31,75	Manual SAE - 1963
8 / 16	13	41,27	44,45	Manual SAE - 1963
<b>Módulo</b>	14	28	30	DIN 5480
2	16	32	35	DIN 5480
	18	36	40	DIN 5480
	26	52	55	DIN 5480

A ponta de eixo estriada escolhida foi SAE – 12/24 pitch fillet com 14 dentes.

Tabela A.04 - Pontas de eixos mais usadas nas bombas comerciais

Vazão [ l / min ] a 1800 rpm	Ponta de eixo mais usada	Vazão [ l / min ] a 1800rpm	Ponta de eixo mais usada	Vazão [ l / min ] a 1800rpm	Ponta de eixo mais usada
30,0	9 dentes 16 / 32	90,0	14 dentes 12 / 24	300,0	13 dentes 8 / 16
			30x2x14x9g		40x2x18x9g
40,0	9 dentes 16 / 32	120,0	14 dentes 12 / 24	400,0	13 dentes 8 / 16
			35x2x16x9g		55x2x28x9g
60,0	13 dentes 16 / 32	150,0	14 dentes 12 / 24	500,0	13 dentes 8 / 16
			35x2x16x9g		55x2x28x9g
80,0	13 dentes 16 / 32	200,0	13 dentes 8 / 16	600,0	40 dentes 16 / 32
			40x2x18x9g		

A . 15 – Determinação dos parâmetros da placa de retenção dos mancais dos pistões

$$h_{e \text{ Max.}} = ((d)^2 + (d \operatorname{tg} \alpha)^2)^{1/3}$$

$$h_{e \text{ min.}} = d = 43,5 \text{ [mm]}$$

Substituindo os valores tem-se:

$$h_{e \text{ Max.}} = 45,74 \text{ [mm]}$$

$$h_{e \text{ min.}} = 43,50 \text{ [mm]}$$

$$d_{hp} = d_{sb} + (h_{e \text{ Max.}} - d) + \Delta t_i + \Delta t_o$$

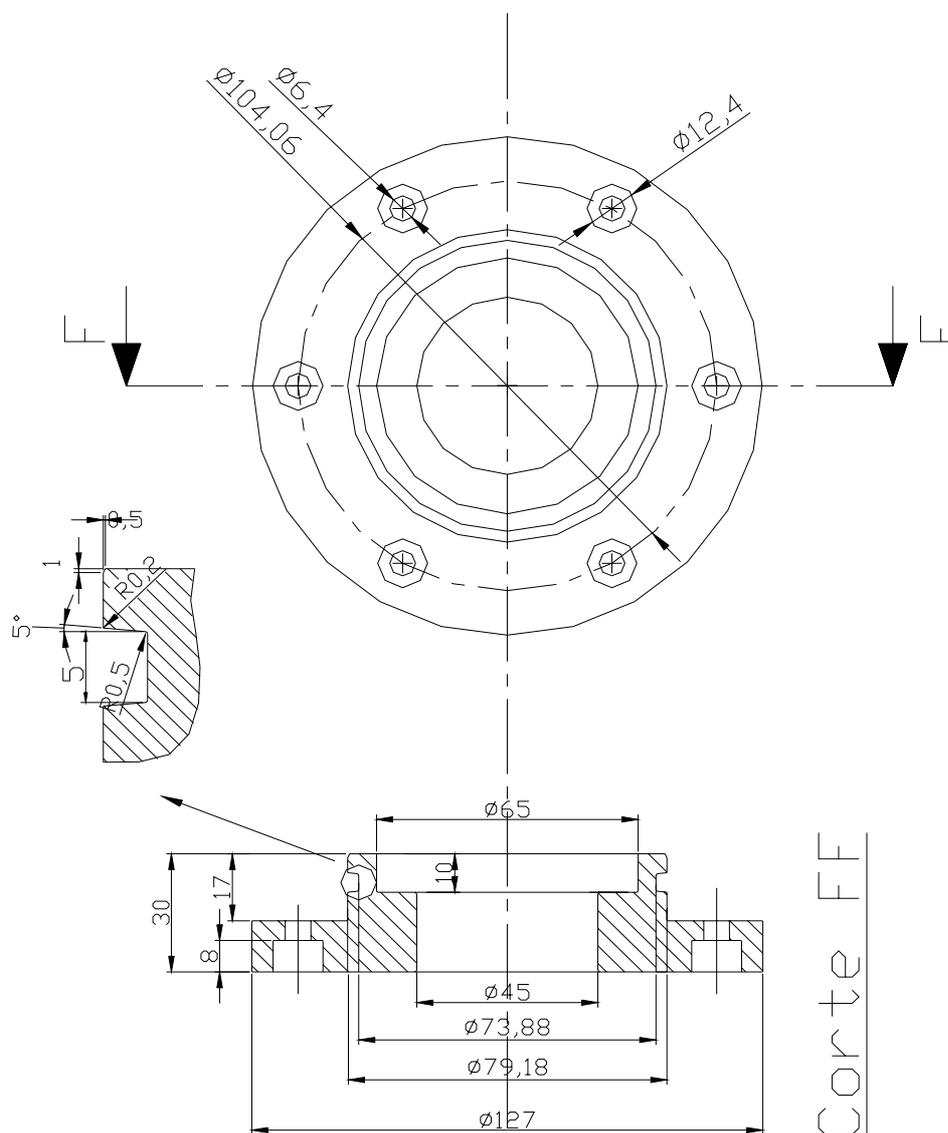
$$r_{cc} = ( h_{e \text{ min.}} + h_{e \text{ max.}} ) / 2$$

Substituindo os valores tem-se:

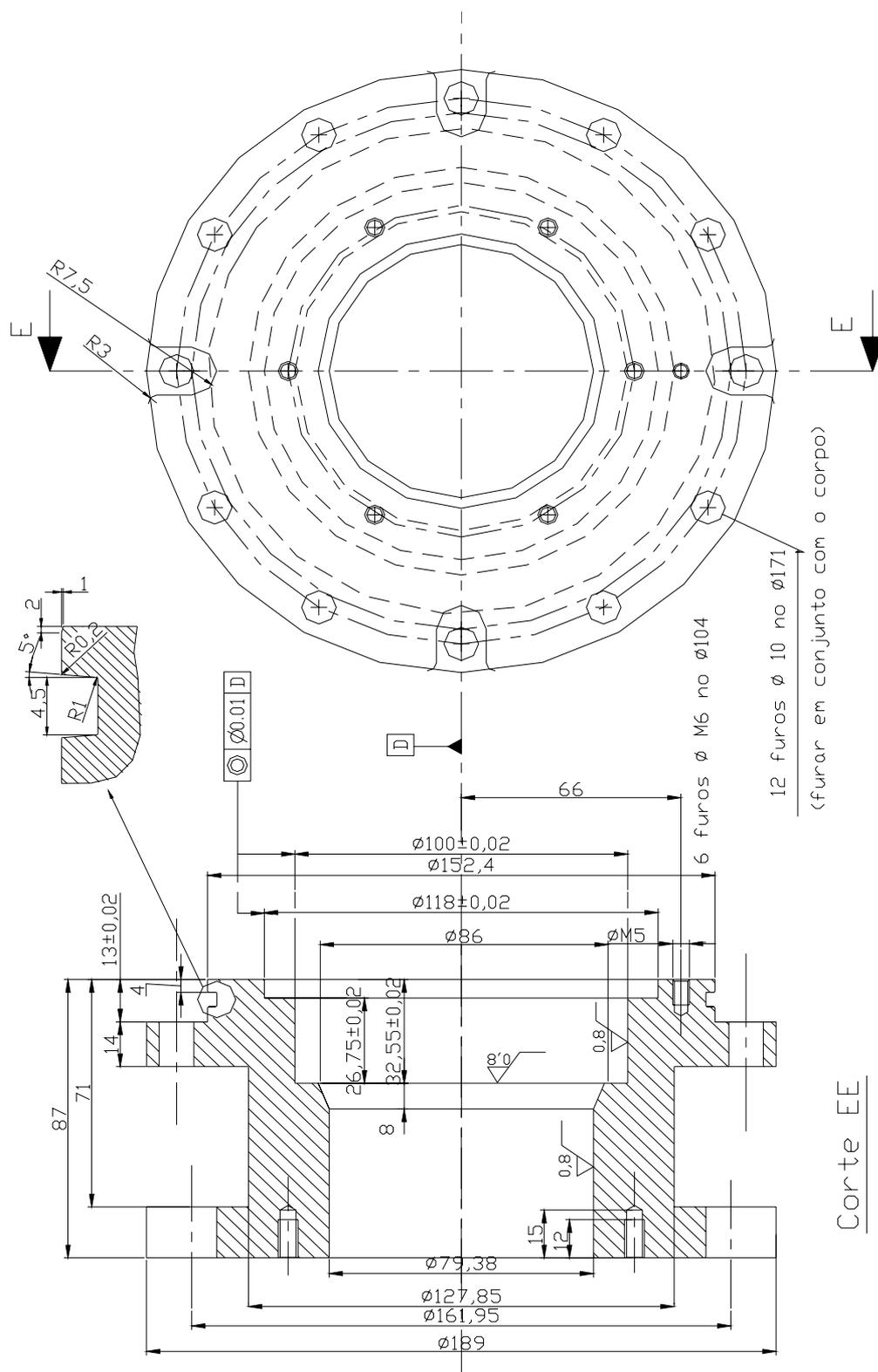
$$d_{hp} = 22,25 \text{ [mm]}$$

$$r_{cc} = 44,62 \text{ [mm]}$$





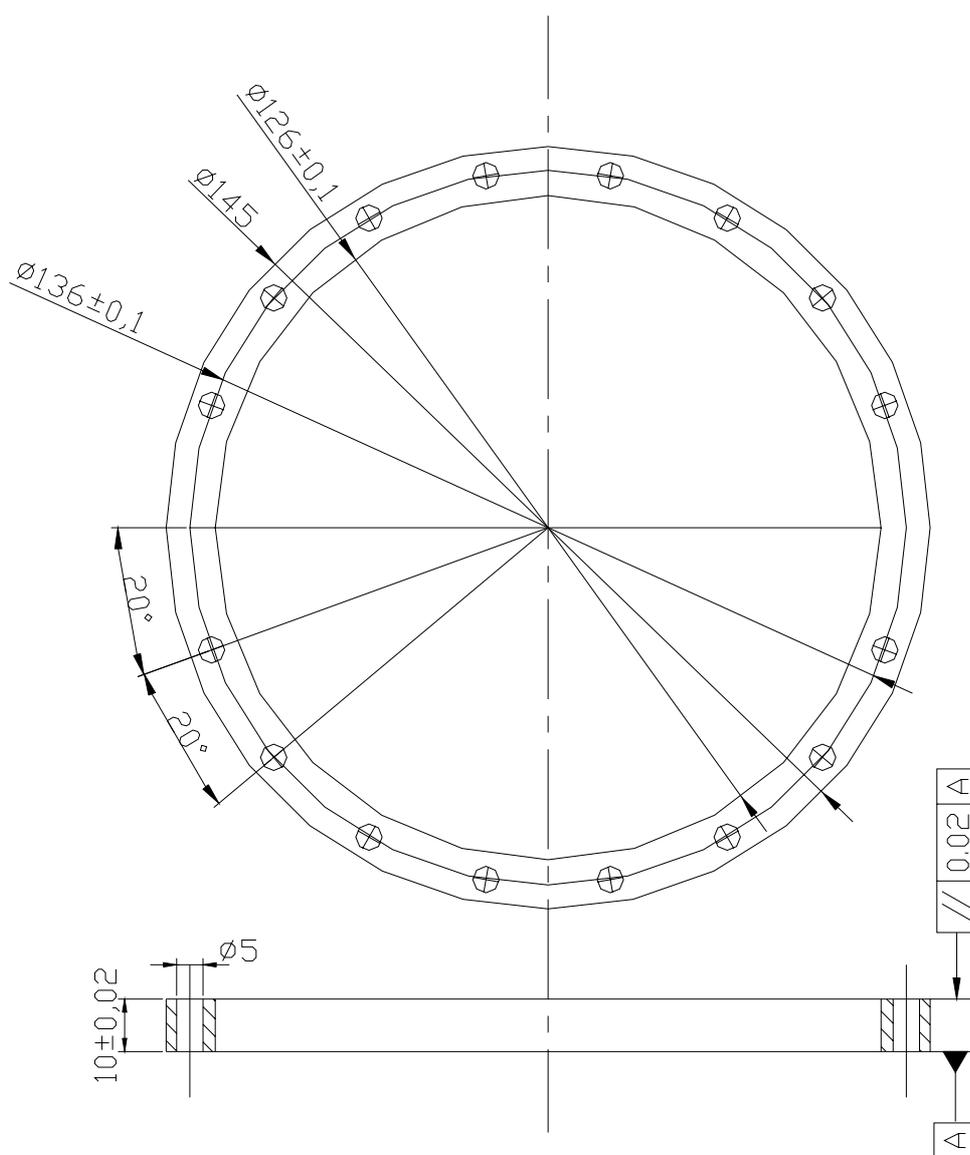
**Figura 6.02 - peça 02 - Flange Guia**



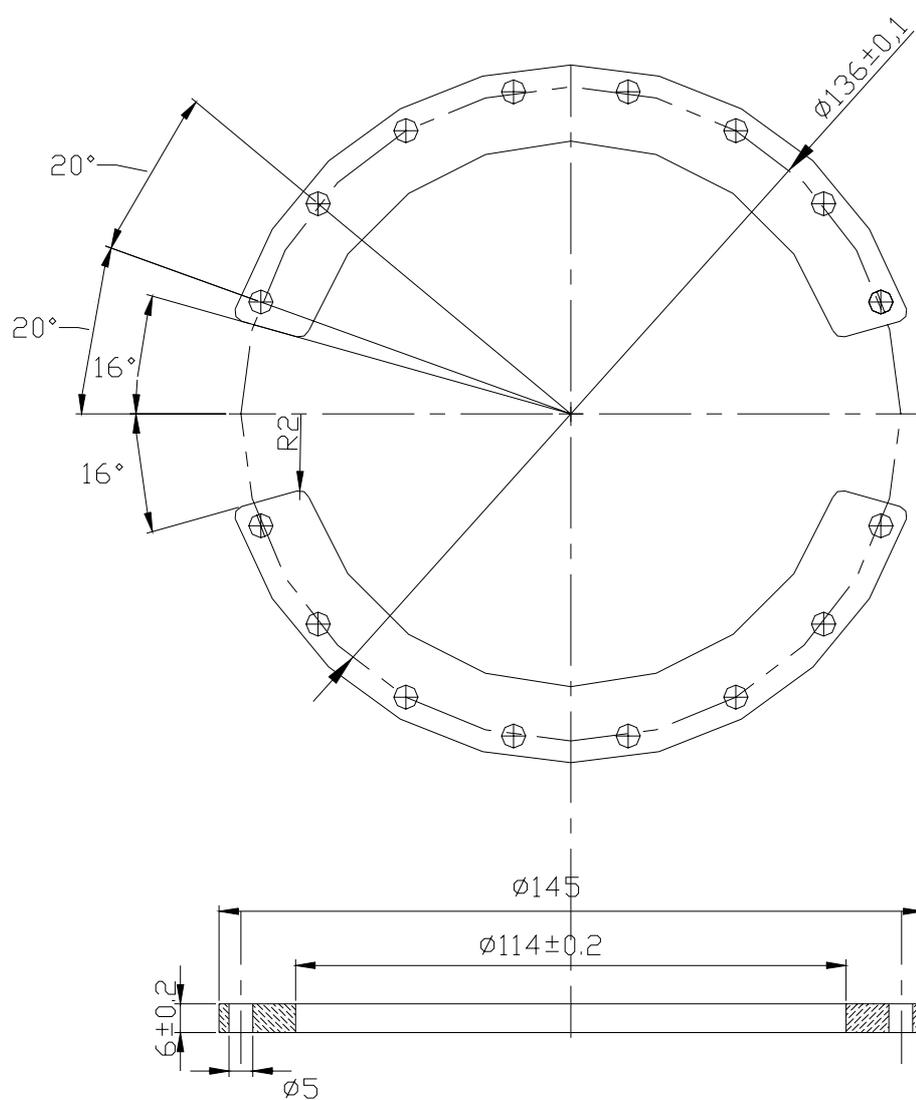
**Figura 6.03 - peça 01 - Flange Principal**







**Figura 6.06 - peça 08 - Anel Suporte**



**Figura 6.07 - peça 10 - Mancal da Placa de Retenção**

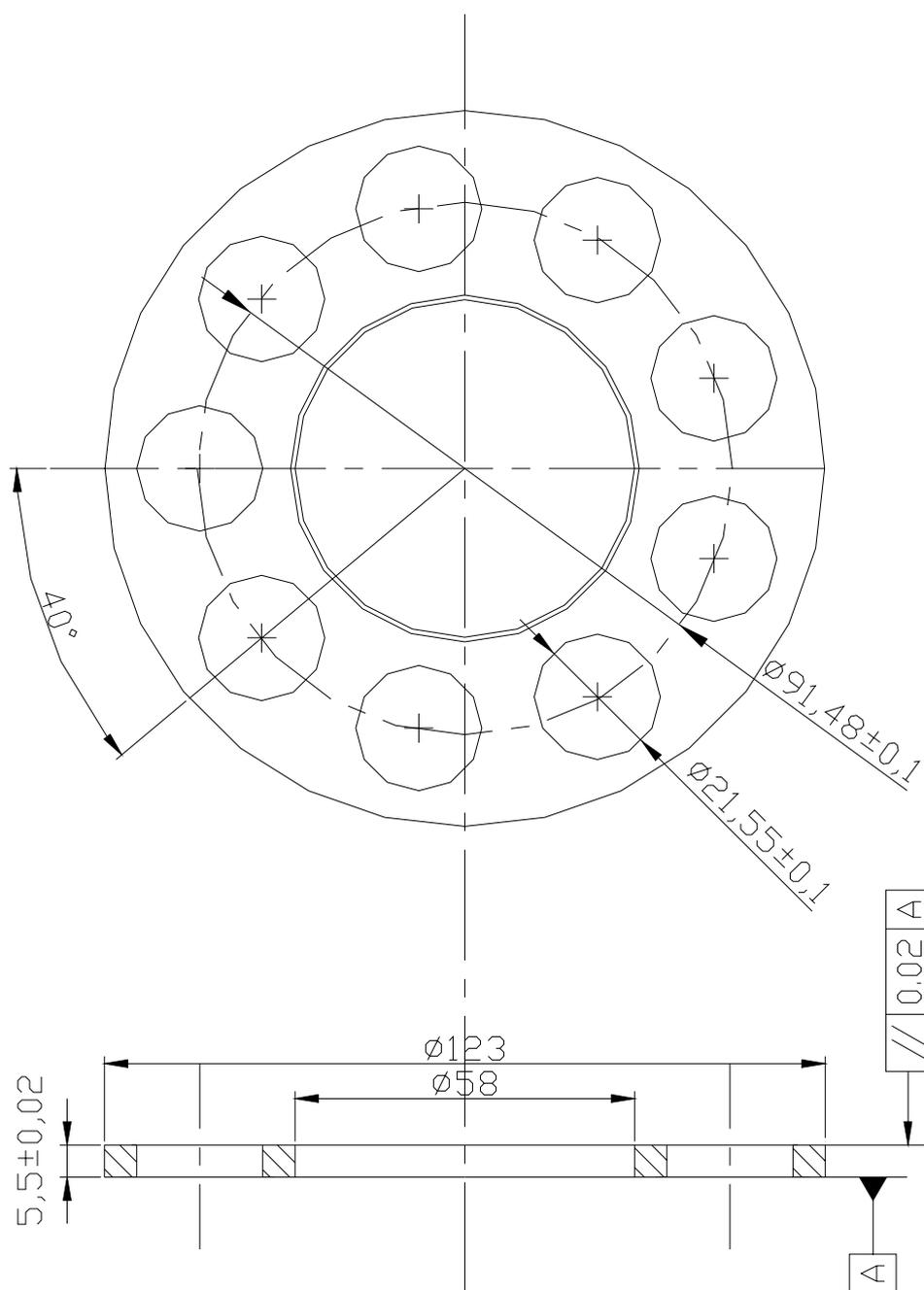


Figura 6.08 - peça 09 - Placa de Retenção



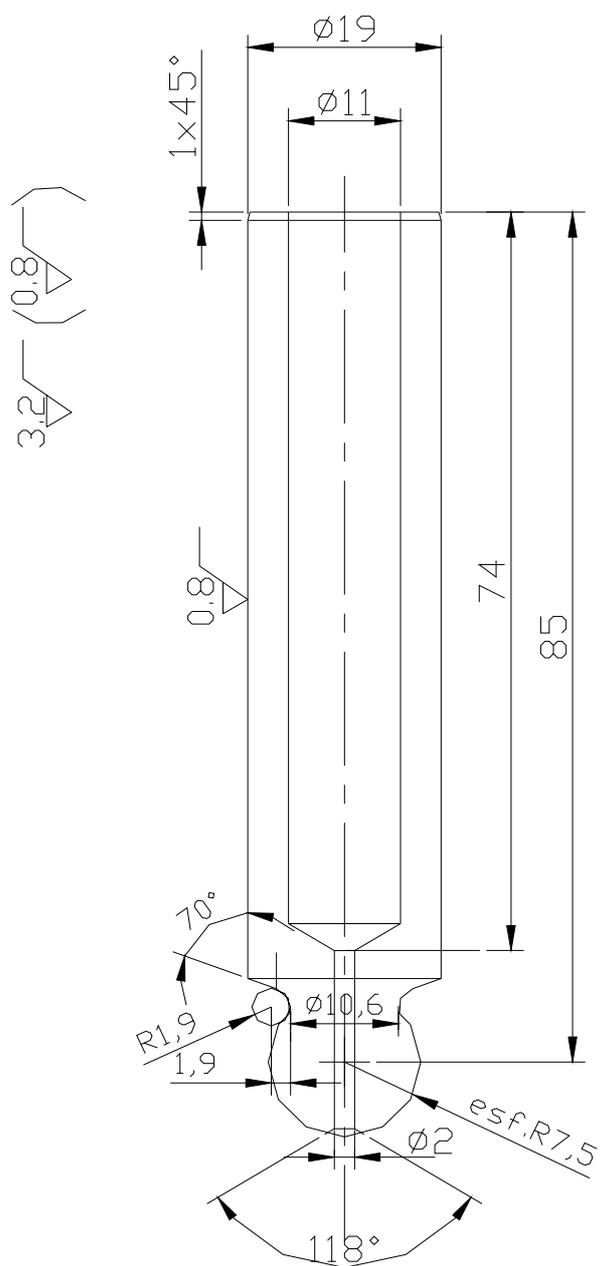


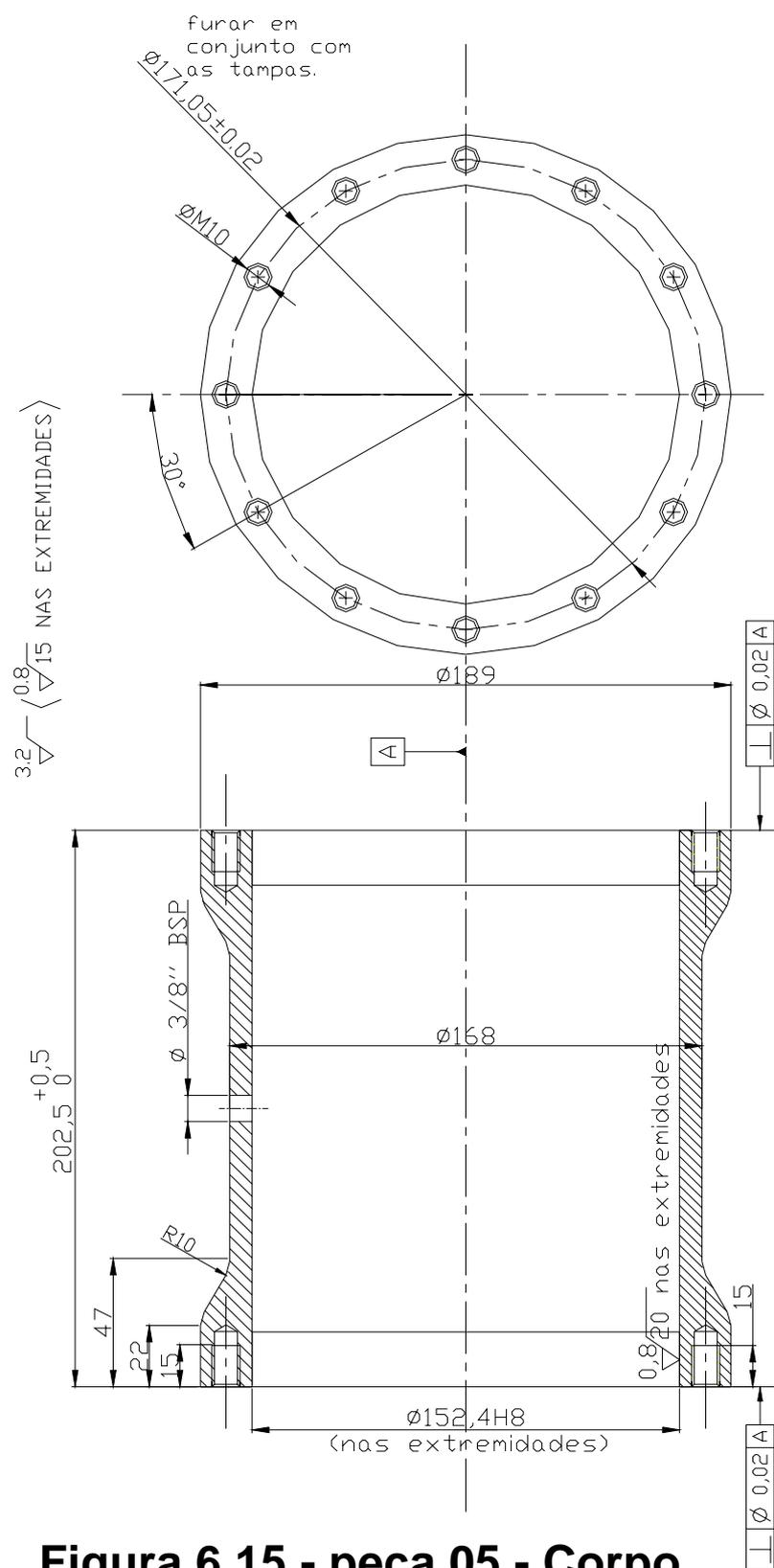
Figura 6.10 - peça 12 - Pistão











**Figura 6.15 - peça 05 - Corpo**

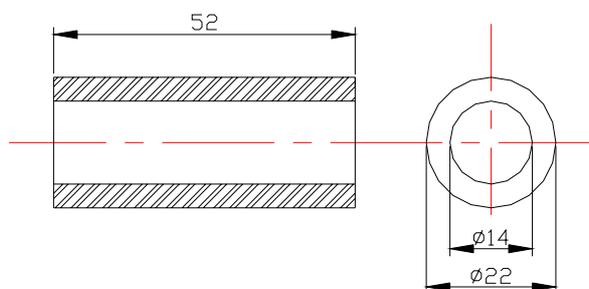


Figura 6.15 - peça 13 - Bucha do Pistão

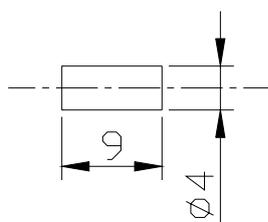


Figura 6.16 - peça 30 - Pino Trava

## REFERÊNCIAS

- ABEX/DENISON. **Fluid power components**. bulletin 220.
- DANFOSS. **Catálogo técnico**.
- DELAVAN. **Axial piston pumps and motors**, série 300/400. (Catálogo Técnico).
- FAISANDIER, J. **Mécanismes oléo-hydrauliques**. Paris: Dunod, 1987. 460p.
- FAWCETT, J.R. **Applied hydraulics and penumatics in industry**. England: Trade and technical press.1968.264 p.
- HAGGLUNDS, **Motores hidráulicos de alto torque**. Publicação 611, Br.
- HOOKE, G.J. The lubrication of overclamped slippers in axial piston pumps centrally loaded behavior. **Proc. Inst.Mech.Eng. Part C**, England, v. 202, n.4, p. 287-293,1988.
- HOOKE, G.J. The lubrication of slippers in axial piston pumps and motors-the effect of tilting couples. **Proc. Inst. Mech. Eng. Part C**, England, v.203, n.5, p. 343-350,1989.
- HAGGLUNDS, **Motores hidráulicos de alto torque**. Publicação 611, Br.
- HOOKE, G.J. The lubrication of overclamped slippers in axial piston pumps centrally loaded behavior. **Proc. Inst.Mech.Eng. Part C**, England, v. 202, n.4, p. 287-293,1988.
- HOOKE, G.J. The lubrication of slippers in axial piston pumps and motors-the effect of tilting couples. **Proc. Inst. Mech. Eng. Part C**, England, v.203, n.5, p. 343-350,1989.
- HYDURA. **Hydraulic motor**; tipos MFQ E MVQ (Catálogo Técnico).
- JUVINALL, R.C.; MARSHEK,K.M. **Fundamental of machine component design**. New York: John Willey & Sons,1991.804 p.

- KOKERNAK, P. R. **Fluid power technology**. New Jersey: Prentice Hall, 1999. 430 p.
- KRUTZ, G.W.; SCHULLER, J.K.; **CLARK II, P.W. Machine design for mobile and industrial applications**. 2ed. Warrendale: SAE International, 1999. 592 p.
- KUCKERT, J. **Engineering tables**. New York: McGraw Hill, 1956, 56 p.
- LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. Florianópolis: Editora UFSC, 2003. 399 p.
- METALAC S.A. INDÚSTRIA E COMÉRCIO. **Catálogo de engenharia dos produtos Tellep**. São Paulo: Metalac, 1993. 65p.
- MAUROSCHAT, R. **Leakage losses of valve plates of axial pumps and motors**. Maschinenbautechnik, B.H.R.A., 1963. v.11, cap. 5, p. 270.
- MOTT, R.L. **Machine elements in mechanical design**. 3 ed. Columbus, Ohio: Prentice Hall, 1999. 794 p.
- NORTON, R.L. **Machine design: an integrated approach**. New York: Prentice-Hall, 1998. 27 p.
- PARKER. **Fluid power**. Bulletin 2600-104/NA
- POCLAIN. **Systeme d'assistance**. Ref. PRE – 001-1
- RACINE. **Axial piston pumps**. Interim Engineering Bulletin, n.IB11d. (Catálogo Técnico).
- REEVES, W. W. **Technology of fluid power**. Albany: Delmar Publishers, 1996. 416 p.
- SABÓ INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. **Catálogo técnico**. São Paulo: Sabó, S.D., 1998. 40p.
- STAFFA. **Staffa products limited**. Brochure MB6, August 1980
- SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C. R. **Standard handbook of machine design**. 2 ed. New York: McGraw Hill, 1996. 75 p.
- SUNDSTRAND. **Transmissões hidrostáticas**. Boletim 9678, dez. 84.

- THOMA, J. U. Selection criteria and rational design of hydraulic pumps. **Hydraul. Pneum. Power**, Surrey, v.12, n. 82,jun., p 241-244, jun.1979.
- THOMA, J. U. Systematic design of axial piston hydrostatic machines. **Hydr. Pneum. Power**, Surrey: v.17, n.202, p. 480-485, oct.1971.
- THOMA, J. U. **Modern oil hydraulic engineering**. Surrey: Trade & Technical Press,1970. 123p.
- THOMA, J. U. The oil film as design element. **Hydraulic & Pneumatic Power**, Surrey: v.15, n.180, p.700-704, dec. 1969.
- YEAPLE, D. F. **Fluid power design handbook**. New York: Marcel Dekker, 1984. 614p.