

GLAUCO JOSÉ RODRIGUES DE AZEVEDO

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BOMBA DE PISTÕES AXIAIS
TIPO SWASHPLATE DE VAZÃO VARIÁVEL

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

Orientador: Prof. Dr. João Zanrandi Filho

Guaratinguetá
2009

A994p	Azevedo, Glauco José Rodrigues de Projeto e construção de uma bomba de pistões axiais tipo Swashplate de vazão variável / Glauco José Rodrigues de Azevedo - Guaratinguetá : [s.n.], 2009. 190f. : il. Bibliografia: f. 176 Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2008. Orientador: Prof. Dr. João Zangrandi Filho 1. Bombas hidráulicas 2. Motores hidráulicos I. Título CDU 621.65
-------	---

GLAUCO JOSÉ RODRIGUES DE AZEVEDO

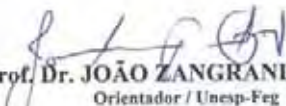
ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"

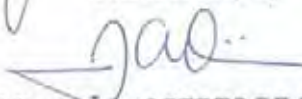
PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

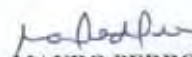
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

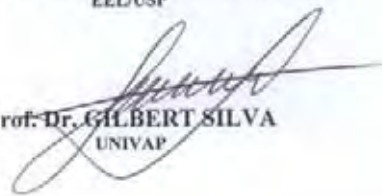
BANCA EXAMINADORA:


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


Prof. Dr. JOÃO ALBERTO DE OLIVEIRA
Unesp-Feg


Prof. Dr. MAURO PEDRO PERES
Unesp-Feg


Prof. Dr. ROSINEI BATISTA RIBEIRO
EEL/USP


Prof. Dr. GILBERT SILVA
UNIVAP

Dezembro de 2009

DADOS CURRICULARES

GLAUCO JOSÉ RODIGUES DE AZEVEDO

NASCIMENTO	14.03.1964 – LORENA/ SP
FILIAÇÃO	Wagner Pires de Azevedo Marília Rodrigues de Azevedo
1981/1984	Técnico Mecânico Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá - UNESP
1985/1989	Engenharia Mecânica Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP
2000/2003	Mestrado em Engenharia Mecânica Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI
2006/2009	Doutorado em Engenharia Mecânica Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP

A minha companheira Ana Lúcia, pelo apoio, paciência e compreensão.

Aos meus pais, Wagner e Marília que foram os grandes responsáveis pela minha formação.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus pela vida, pela família e pelos meus amigos.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. João Zangrandi Filho* pela valiosa competência, conhecimento, paciência e amizade. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.

À desenhista gráfica do departamento de mecânica da FEG/UNESP, Lúcia Helena de Paula Coelho, pela atenção e contribuição prestada.

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

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

A todos os amigos que de forma direta ou indireta contribuíram no desenvolvimento deste trabalho.

Este trabalho tem a participação da:

UNESP – Bolsa de Apoio Desenvolvimento
Tecnológico.

USIESP – Usinagem de Precisão.

LIEBHERR DO BRASIL – Apoio Técnico

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

AZEVEDO, G.J.R. **Projeto e construção de uma bomba de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável**. 2009, 190 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

RESUMO

O desenvolvimento do projeto e a manufatura das máquinas de pistões axiais de vazão variável são atividades desenvolvidas por poucas empresas no mundo. Uma pesquisa para obter informações sobre o projeto deste tipo de equipamento, revelou pouquíssimas informações técnicas sobre este assunto. Talvez pela falta de uma literatura específica sobre o projeto e o funcionamento deste tipo de equipamento, as empresas brasileiras ainda não conseguiram desenvolver um projeto totalmente nacional. Este tipo de máquina tem grande aplicação na área industrial, móvel e aeronáutica. A importância do desenvolvimento deste trabalho justifica-se pela conquista de uma tecnologia dominada apenas por empresas estrangeiras, causando nas indústrias brasileiras que utilizam esta máquina, uma dependência tecnológica. Sendo assim, este trabalho visa oferecer às empresas brasileiras especializadas em bombas hidráulicas, informações sobre o funcionamento e também uma metodologia detalhada sobre o dimensionamento desta máquina. Calcular e desenhar uma determinada máquina não garante o seu perfeito funcionamento e também não assegura um sucesso sob o ponto de vista mercadológico. Portanto, foi realizado um estudo minucioso, além de uma discussão sobre o assunto com técnicos e engenheiros sobre a melhor forma de usinagem e montagem. Esta etapa precisa ser considerada tão importante quanto necessária. No desenvolvimento deste trabalho há uma apresentação sobre as bombas hidrostáticas disponíveis no mercado. Após a fundamentação teórica sobre o funcionamento da máquina swashplate, descrevendo detalhadamente cada um dos seus componentes, é apresentada uma metodologia para o dimensionamento dos principais parâmetros deste equipamento. Apresenta-se finalmente uma aplicação do método desenvolvido com um exemplo prático, discutindo os resultados alcançados.

PALAVRAS-CHAVE: Bomba. Pistão axial. Swashplate. Hidráulica.

AZEVEDO,G.J.R. Designing and manufacturing of an axial piston variable displacement swashplate pump. 2009, 190 f. Thesis (Doctorate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

ABSTRACT

Designing and manufacturing of axial piston swashplate machines are activities that few companies have developed around the world. A research in order to obtain information about the design of this kind of machine has revealed only a small amount of technical bulletins. Maybe because of the lacking of a specific literature about designing and how this kind of machine works, brazilian industries have not yet developed a true national design. This machine has many application in the industrial, mobile and aeronautical area. How important this work is justified by the conquering of technology in a world where only foreign industries have it. In this way the present work offers to the brazilian industries that deals with hydraulics, information about how these machines run and a methodology teaching the way how to calculate the machine elements.. Calculating and drawing are not sufficient steps to have a machine running and are not a guarantee of success in the market too. That is why a detailed study, besides a discussing with machine operators and industry engineers was conducted in order to obtain better machining and assembling processes. This step must be considered as important as necessary. Therefore in the way to have this work accomplished, at first, the pumps available in the market are described. The work itself presents the theory related to this kind of machine, a way to explain how it works and describes in detail each part together with a methodology to calculate the machine main parameters. Finally an example of the application of the method is developed .

KEYWORDS: Pump. Axial piston. Swashplate. Hydraulic

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	26
1.1	Aspectos Gerais	26
1.2	Objetivos	28
1.2.1	Objetivo Geral	28
1.2.2	Objetivos Específicos	28
1.3	Motivação e Possíveis Contribuições	29
1.4	Metodologia	29
1.5	Zangrandi (1993) Versus Trabalho Realizado	31
1.6	Estrutura do Trabalho	32
2	REVISÃO BIBLIOGRAFICA	34
2.1	Considerações Gerais	34
2.2	Retrospecto Histórico das Bombas	37
2.3	Sistema Hidráulico	41
2.4	Campo de Aplicação da Hidráulica	43
2.5	Características dos Sistemas Hidráulicos	45
2.6	Transformação de Energia	46
2.7	Classificação das Máquinas Hidrostáticas	49
2.7.1	Bomba de Engrenagens	50
2.7.1.1	Bomba de Engrenagens Externas	51
2.7.1.2	Bomba de Engrenagens Internas	52
2.7.2	Bomba Tipo Gerotor	54
2.7.3	Bomba de Parafusos	55
2.7.4	Bomba de Palhetas	56
2.7.5	Bomba Hidrostática de Pistões	58
2.7.5.1	Bombas Hidrostática de Pistões Axiais	59

2.7.5.1.1	Bombas de Pistões Axiais de Prato Inclinado	60
2.7.5.1.2	Bomba de Pistões Axiais com Eixo Inclinado	62
2.7.5.2	Bombas Hidrostática de Pistões Radiais	65
2.8	Fatores que Influenciam a Seleção da Bomba Hidrostática	66
3	FUNCIONAMENTO DA BOMBA SWASHPLATE	68
3.1	Abordagem Geral	68
3.2	Centro de Giro da Swashplate	73
3.3	Curso do Pistão	75
3.4	Pórticos de Entrada e Saída	76
3.5	Mancal Hidrostático	79
3.5.1	Lugar Geométrico dos Centros dos Mancais	80
3.6	Torque no Eixo da Bomba	83
3.7	Placa Swashplate	85
3.8	Conexão Entre a Bomba Swashplate e o Motor	86
4	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO CONCEITUAL	87
4.1	Raio de Giro do Pistão	88
4.2	Ângulo Máximo de Inclinação da Placa Swashplate	89
4.3	Número de Pistões	90
4.4	Curso do Pistão	91
4.5	Diâmetro do Corpo do Pistão	92
4.6	Mancal do Pistão	93
4.7	Fator de Compactação da Bomba	97
4.8	Parâmetros do Pistão	98
4.9	Bucha do Cilindro	100
4.10	Mancal da Placa de Retenção e Peças Adjacentes	101
4.11	Furo Oblongo do Bloco de Cilindros	103
4.12	Placas de Desgaste	105
4.13	Parafusos Para Unir o Flange SAE ao Corpo Central	106
4.14	Espessura Mínima do Anel do Flange SAE	110

4.15	Mancais de Rolamento	112
4.15.1	Mancais de rolamento do eixo	113
4.15.2	Mancais de rolamento da placa swashplate	114
4.16	Eixo da Bomba	116
4.16.1	Momento Fletor Máximo no Eixo	117
4.16.2	Momento Torçor no Eixo	118
4.16.3	Diâmetro Mínimo do Eixo	118
4.17	Especificação do Flange SAE	119
4.18	Estrias do Eixo	120
4.19	O-ring	122
4.20	Espessura da Parede do Corpo Central	126
4.21	Retentor do Flange Guia	128
4.22	Furos dos Pórticos de Entrada e Saída	129
5	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO EXECUTIVO	131
5.1	Dados do Projeto	131
5.2	Número de Pistões	131
5.3	Raio de Giração do Pistão	132
5.4	Curso do Pistão	132
5.5	Diâmetro do Pistão	132
5.6	Câmara do Mancal do Pistão	133
5.7	Fator de Compactação da Bomba	134
5.8	Parâmetros do Pistão	134
5.9	Bucha do Cilindro	136
5.10	Espessura do Mancal da Placa de Retenção e Espessura da Placa de Retenção	136
5.11	Furo Oblongo do Bloco de Cilindros	136
5.12	Placas de Desgaste	138
5.13	Parafusos Para Unir o Flange SAE ao Corpo Central	138
5.14	Especificação dos O-ring's	139
5.14.1	O-ring Entre o Flange SAE e o Corpo Central	140

5.14.2	O-ring Entre o Flange SAE e o Flange Guia	140
5.14.3	O-ring Entre as Placas de Desgaste	140
5.15	Espessura Mínima do Anel do Flange SAE	141
5.16	Reações nos Mancais de Rolamento	142
5.17	Momento Fletor Máximo no Eixo	143
5.18	Momento Torçor no Eixo	144
5.19	Diâmetro Mínimo do Eixo	145
5.20	Especificações dos Rolamentos	145
5.20.1	Rolamentos do Eixo	145
5.20.2	Rolamentos da Placa Swashplate	147
5.21	Especificação do Flange SAE	148
5.22	Estrias do Eixo	149
5.23	Diâmetro Externo do Corpo Central	149
5.24	Especificação do Retentor	150
5.25	Dimensão dos Pórticos de Entrada e Saída	151
6	MONTAGEM DA BOMBA	153
6.1	Introdução	153
6.2	Montagem do Anel Externo do Rolamento 32309 e do O-ring no Flange SAE-C	154
6.3	Montagem da Placa de Desgaste de Aço, do Anel do Rolamento e do O-ring no Flange Guia	154
6.4	Montagem do Anel Interno do Rolamento 32309 no Eixo Motriz	156
6.5	Montagem do Retentor e do O-ring no Flange Guia	156
6.6	Montagem das Buchas no Bloco de Cilindros	157
6.7	Montagem dos Anéis Interno e Externo , da Mola e do Anel Elástico no Bloco de Cilindros	158
6.8	Montagem da Placa de Desgaste de Bronze e dos O-ring's no Bloco de Cilindros	159

6.9	Montagem do Pistão no Mancal	160
6.10	Montagem da Placa de Retenção, do Mancal da Placa de Retenção e do Suporte do Mancal	161
6.11	Montagem do Anel Externo do Rolamento da Placa Swashplate	162
6.12	Montagem do Anel Interno do Rolamento e do O-ring no Flange da Placa Swashplate	163
6.13	Montagem do Subconjunto da Figura 96 Com o Subconjunto da Figura 97	163
6.14	Montagem dos Anéis Externo e Interno do Rolamento e do Eixo no Flange SAE-C	164
6.15	Montagem Subconjunto da Figura 99 no Parafuso Posicionador	165
6.16	Montagem do Pistão do Servomecanismo, Molas, Pistão Posicionador e Flange	166
6.17	Montagem do Corpo Central e Flange Com o Anel Interno do Rolamento 32306 da Placa Swashplate	167
6.18	Montagem do Anel Interno do Rolamento 32305 no Eixo	168
6.19	Montagem da Luva Rígida	169
6.20	Montagem do Flange Direito	170
6.21	Montagem da Bomba de Engrenagens	171
6.22	Montagem do Flange Guia	172
7	CONCLUSÃO	173
	REFERÊNCIAS	176
	APÊNDICES	179

LISTAS DE FIGURAS

Figura 01	Parafuso de Arquimedes	38
Figura 02	Bomba de Arquimedes em uma Estação de Tratamento de Água.	38
Figura 03	Bomba de Ctesibus	39
Figura 04	Bomba de Newcomen: Sucção	40
Figura 05	Bomba de Newcomen: Descarga	40
Figura 06	Sistema Hidráulico	42
Figura 07	Representação Esquemática de uma Bomba	43
Figura 08	Transformação de Energias no Sistema Hidráulico	47
Figura 09	Máquina hidrodinâmica: Variação da Pressão	48
Figura 10	Máquina hidrostática: Variação da Pressão	48
Figura 11	Classificação das Máquina Hidrostáticas	50
Figura 12	Bomba de Engrenagens Externas	51
Figura 13	Bomba de Engrenagens Internas	53
Figura 14	Ação de bombeamento na Bomba de Engrenagens Internas	53
Figura 15	Bomba Tipo Gerotor	54
Figura 16	Funcionamento da Bomba Tipo Gerotor	55
Figura 17	Bomba de Parafusos	55
Figura 18	Bomba de Palhetas	57
Figura 19	Bomba de Palhetas de Deslocamento Variável	58
Figura 20	Princípio de Funcionamento da Bomba de Pistões Axiais	60
Figura 21	Bomba de Pistões Axiais com Tambor Rotativo	61
Figura 22	Bomba de Pistões Axiais com Prato Rotativo	62
Figura 23	Bomba de Pistões Axiais com Eixo Inclinado	63
Figura 24	Bomba de Pistões Axiais com Eixo Inclinado de Curso Variável	64
Figura 25	Bomba de Pistões Axiais com Prato Inclinado de Curso Variável	65
Figura 26	Bomba de Pistões Radiais	66

Figura 27	Desenho da Bomba Swashplate em Corte	68
Figura 28	Partes Rotativas da Bomba Swashplate	69
Figura 29	Conjunto Placa Swashplate e Mancais	70
Figura 30	Vista Explodida do Conjunto Placa Swashplate e Mancais	71
Figura 31	Plano dos Pontos Mortos e Plano do Centro das Cabeças Esféricas	72
Figura 32	Swashplate com Vazão Nula	73
Figura 33	Centro de Giro da Placa Swashplate	74
Figura 34	Detalhe da Swashplate em Relação ao Centro de Giro	75
Figura 35	Curso do Pistão	76
Figura 36	Pórtico de Saída do Flange Direito	77
Figura 37	Pórtico de Entrada do Flange Direito	77
Figura 38	Pórticos de Entrada e Saída Para um Ângulo (α) de Inclinação da Placa Swashplate	78
Figura 39	Pórticos de Entrada e Saída Para um Ângulo Negativo ($-\alpha$) de Inclinação da Placa Swashplate	78
Figura 40	Mancal Hidrostático com o Pistão no PMI	79
Figura 41	Placa de Retenção dos Mancais	80
Figura 42	Posição Relativa Entre o Corpo do Mancal e os Furos da Placa de Retenção Para $\alpha = 0$.	81
Figura 43	Posição Relativa Entre o Corpo do Mancal e os Furos da Placa de Retenção para $\alpha \neq 0$.	82
Figura 44	Trajectoria Descrita Pelo Centro dos Mancais no Plano de Deslizamento da Swashplate	83
Figura 45	Componente da Força Atuante no Pistão	84
Figura 46	Posição Relativa das Forças F_r	85
Figura 47	Desenho da Placa Swashplate e o Mecanismo de Giro Swashplate	86
Figura 48	Flange Para o Acoplamento da Bomba no Motor	86
Figura 49	Bomba Swashplate de Vazão Variável em Corte	87

Figura 50	Raio de Giro do Pistão	88
Figura 51	Gráfico Vazão Nominal x Raio de Giro do Pistão	89
Figura 52	Análise de Colisão Entre os Mecanismos	90
Figura 53	Curso do Pistão	92
Figura 54	Mancal do Pistão	94
Figura 55	Fator de Compactação da Bomba	97
Figura 56	Parâmetros Geométricos do Pistão	98
Figura 57	Relação Entre o Comprimento do Pistão e a Face do Bloco de Cilindros	99
Figura 58	Detalhe da Placa de Retenção e Peças Adjacentes	101
Figura 59	Espessura da Placa de Retenção	103
Figura 60	Furo Oblongo do Tambor	103
Figura 61	Área do Furo Oblongo	104
Figura 62	Área Retangular Equivalente do Furo Oblongo	104
Figura 63	Parafusos Para União do Flange SAE com o Corpo Central	107
Figura 64	Nomenclatura das Dimensões do Parafuso e do Alojamento	109
Figura 65	Espessura Mínima do Flange SAE	110
Figura 66	Forças Transversais Atuantes no Eixo	113
Figura 67	Forças Atuantes na Placa Swashplate	114
Figura 68	Sistema de Acoplamentos do Eixo	116
Figura 69	Dimensões do Flange SAE	119
Figura 70	Localização dos O-ring's de vedação	122
Figura 71	Dimensões do Alojamento do O-ring Para Vedação Axial	123
Figura 72	Dimensão do Furo Para Alojamento do Flange Guia	124
Figura 73	Dimensões do Alojamento do O-ring Para Vedação Radial	124
Figura 74	Área Livre da Face do Tambor	125
Figura 75	Área Livre da Face do Flange Direito	125
Figura 76	Espessura do Corpo Central	126
Figura 77	Localização do Retentor do Flange Guia	128
Figura 78	Dimensões do Alojamento do Retentor	129

Figura 79	Flange bipartido SAE-código 62	130
Figura 80	Detalhe das Dimensões do furo Oblongo	137
Figura 81	Diagrama Momento Fletor do Eixo da Bomba	144
Figura 82	Relação Entre Cargas do Rolamento	146
Figura 83	Dimensões do flange SAE-C com 4 furos	149
Figura 84	Ábaco para Obtenção da Velocidade Periférica do Eixo	150
Figura 85	Dimensões dos Pórticos Entrada/Saída	152
Figura 86	Anel Externo do Rolamento 32309 e do O-ring no Flange SAE-C	154
Figura 87	Anel Externo do Rolamento 32305	155
Figura 88	Flange lado direito, O-ring's, Placa de Desgaste de Aço e Parafusos M5	155
Figura 89	Eixo Motriz e Anel Interno do Rolamento 32309	156
Figura 90	Flange Guia, Retentor e O-ring	157
Figura 91	Bloco de Cilindros e Buchas do Pistão	157
Figura 92	Bloco de Cilindros, Anel Interno e Externo da Mola, Anel Elástico e Mola	158
Figura 93	Bloco de Cilindros, Anel Interno e Externo da Mola, Anel Elástico, Mola e Eixo	159
Figura 94	Bloco de Cilindros, Placa de Bronze, O-ring's e Parafusos M5	160
Figura 95	Pistão no Mancal	161
Figura 96	Placa de Retenção, Mancal da Placa e Suporte do Mancal	162
Figura 97	Anel Externo do Rolamento da Placa Swashplate	162
Figura 98	Anel Interno do Rolamento da Placa Swashplate e O-ring	163
Figura 99	Subconjunto da Figura 96 com o Subconjunto da Figura 97	164
Figura 100	Flange SAE- C e Anéis Interno e Externo do Rolamento 32309	165
Figura 101	Subconjunto da Figura 99 no Subconjunto da Figura 100	166
Figura 102	Corpo Central, Pistão do Servocomando e Acessórios	167

Figura 103	Montagem do Corpo Central e do Anel Interno do Rolamento da Placa Swashplate	168
Figura 104	Montagem do Anel Interno do Rolamento 32305	169
Figura 105	Montagem da Luva Rígida	170
Figura 106	Montagem do Flange Direito	171
Figura 107	Montagem da Bomba de Engrenagens	171
Figura 108	Montagem do Flange Guia	172

LISTA DE TABELAS

Tabela 01	Características Operacionais das Bombas de Pistões Axiais	64
Tabela 02	Variação do Fluxo em Função do Número de Pistões	91
Tabela 03	Espessura da Base do Mancal e Comprimento do Canal do Corpo do Mancal	96
Tabela 04	Espessura da Bucha do Cilindro	100
Tabela 05	Espessura do Mancal da Placa de Retenção	102
Tabela 06	Espessura da Placa de Retenção	102
Tabela 07	Espessura da Placas de Desgaste	106
Tabela 08	Dimensões do Parafuso Allen e do Alojamento	109
Tabela 09	Dimensões do Flange SAE	120
Tabela 10	Seleção da Ponta de Eixo Estriada	121
Tabela 11	Dimensões das Estrias	121
Tabela 12	Dimensões dos Furos do Flange bipartidos	130

LISTA DE SÍMBOLOS

A_p	Área do Pistão
a	Largura do Furo Oblongo
A_{cc}	Área da Seção Transversal do Corpo Central
A_{cis}	Área Cisalhada
A_{fo}	Área Retangular Equivalente do Furo Oblongo
B	Largura do Alojamento do O-ring
b	Comprimento do Furo Oblongo
C_{ff}	Diâmetro da Linha de Centro dos Furos de Fixação do Flange SAE
C_o	Capacidade de Carga Estática do Rolamento
CS	Coefficiente de Segurança
d	Raio de Giro do Pistão
d_1	Diâmetro do Furo da Haste do Parafuso Allen
d_{10}	Diâmetro Interno do Alojamento do O-ring
d_2	Diâmetro do Furo do Encaixe da Cabeça do Parafuso Allen
d_8	Diâmetro Externo do Alojamento do O-ring para Vedação Radial
d_9	Diâmetro Externo do Alojamento do O-ring para Vedação Axial
D_a	Diâmetro do Alojamento do Retentor
d_c	Diâmetro da Cabeça do Parafuso Allen
D_e	Diâmetro do Eixo
D_{ec}	Diâmetro Externo do Corpo Central
d_{ex}	Diâmetro Externo da Base do Mancal
D_F	Diâmetro do Alojamento do Flange Guia
D_{ic}	Diâmetro Interno do Corpo Central
d_n	Diâmetro do Pescoço
d_{np}	Diâmetro Nominal do Parafuso Allen
d_p	Diâmetro do Corpo do Pistão
d_{sp}	Diâmetro da Cabeça Esférica
e	Largura do Alojamento do Retentor

e_b	Espessura da Parede da Bucha do Pistão
e_p	Espessura das Placas de Desgaste
F_{ax}	Força Axial
F_{co}	Força Perpendicular ao Eixo da bomba Gerada pelos Pistões sob Pressão
F_n	Força Axial em Cada Parafuso
F_p	Força do Pistão
F_r	Força Perpendicular ao Eixo do Pistão
F_{rd}	Força Radial
F_{tc}	Força de Tração Atuante no Corpo Central
f_u	Diâmetro do Furo do Flange SAE
g	Diâmetro do Furo Guia do Flange SAE
H	Altura da Cabeça do Parafuso Allen
H_l	Altura do Furo do Encaixe da Cabeça do Parafuso Allen
H_{bm}	Espessura da Base do Mancal
H_{fm}	Comprimento do Canal de Passagem do Fluido
H_{mp}	Espessura do Mancal da Placa de Retenção
H_{pr}	Espessura da Placa de Retenção
L	Curso do Pistão
L_f	Distância entre a Face do Tambor ao Centro da Cabeça Esférica do Pistão
l_g	Profundidade do Furo Guia do Flange SAE
l_q	Espessura do Flange SAE
M	Fator de Compactação da Bomba
MF_{max}	Momento Fletor Máximo no Eixo
N_p	Números de Pistões sob Pressão
P	Pressão Nominal da Bomba
PME	Ponto Morto Externo
PMI	Ponto Morto Interno
P_o	Carga Estática Equivalente
Q_d	Vazão Nominal

r_{co}	Raio de Concordância entre a Cabeça Esférica e o Corpo do Pistão
r_i	Raio Interno da Câmara de Pressão do Mancal
r_o	Raio Externo da Câmara de Pressão do Mancal
rot.	Rotação do Eixo da Bomba
S_o	Coefficiente de Segurança Estático
T	Torque no Eixo
t	Profundidade do Alojamento do O-ring para Vedação Radial
$V_{l_{desl}}$	Volume de Líquido Deslocado
V_m	Velocidade Média do Fluido no Furo Oblongo
X_o	Fator Radial do Rolamento
Y_o	Fator Axial do Rolamento
Z_p	Número de Parafusos
Z_{pi}	Número de Pistões
α	Ângulo de Inclinação da Placa Swashplate
α_{max}	Ângulo Máximo de Inclinação da Placa Swashplate
β	Coefficiente de Balanceamento
γ	Plano do Centro das Cabeças Esféricas
σ_n	Limite de resistência à fadiga.
σ_t	Tensão Normal Admissível
τ	Tensão Admissível de Cisalhamento
Φ	Plano dos Pontos Mortos
φ	Diâmetro do Furo do Cilindro
ω	Velocidade Angular do Eixo da Bomba
Ω	Variação do Fluxo de Saída do Fluido

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 Aspectos Gerais

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

A necessidade de sistemas cada vez mais eficientes e baratos torna a busca pela melhor solução para o problema de projeto um fator determinante no desenvolvimento de um sistema hidráulico.

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

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

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

Definimos máquina como um transformador de energia, sendo uma das energias o trabalho mecânico. As máquinas aparecem sempre em grupos constituídos de *motor*

e *gerador*. O motor recebe uma modalidade de energia disponível e a transforma em trabalho mecânico que é aproveitado pelo gerador para obtenção da modalidade de energia desejada. Dentre as diversas categorias de máquinas, existe uma em que o meio operante é um fluido, a qual denomina-se simplesmente de Máquinas Hidráulicas (ZULCY, 1980).

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

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

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

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

Neste trabalho será apresentado o processo de desenvolvimento de uma bomba de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável, que marca o passo inicial de uma literatura técnica, em língua portuguesa, auxiliando os futuros projetistas no processo de estudo e trabalho do projeto deste tipo de equipamento.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

Desenvolver o projeto e construir uma bomba de pistões axiais tipo swashplate, com vazão variável.

1.2.2 Objetivos Específicos

- ✓ Desenvolver dentro do Campus da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP, uma tecnologia para construção das bombas de pistões axiais tipo Swashplate, com vazão variável.
- ✓ Elaborar uma metodologia para o desenvolvimento do projeto de uma bomba hidrostática de pistões axiais tipo Swashplate, com vazão variável.
- ✓ Através da utilização de um roteiro de cálculo, determinar todos os parâmetros desta máquina necessários para se obter o desenho de conjunto.
- ✓ Analisar por intermédio de um software 3D as possíveis interferências e colisões entre os mecanismos.
- ✓ Analisar os ajustes e obter todos os desenhos de detalhes necessários para a usinagem das peças.
- ✓ Construir a bomba hidrostática, conforme os desenhos desenvolvidos.
- ✓ Montar a bomba nos laboratórios do Departamento de Mecânica da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP, seguindo um roteiro previamente definido.

1.3 Motivação e Possíveis Contribuições

A principal motivação para o presente trabalho foi a ausência de uma tecnologia nacional específica para desenvolvimento de projetos de bombas de pistões axiais. Através de uma pesquisa verificou-se que existem aproximadamente dez empresas que detêm a tecnologia para a fabricação deste tipo de equipamento. Ora, se as bombas produzidas por estas dez empresas são absorvidas pelo mercado mundial porque o Brasil não poderia também fazer parte deste seleto grupo, já que várias empresas brasileiras, como por exemplo, a Liebherr do Brasil, utiliza este equipamento em seus produtos.

Uma contribuição esperada deste trabalho é a obtenção do conhecimento para a fabricação desta bomba utilizando uma tecnologia nacional e assim tornar o Brasil independente dos países que produzem este tipo de equipamento.

1.4 Metodologia

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

- ✓ **Pesquisa bibliográfica:** desenvolvida com a finalidade de se obter o maior número de informações possíveis sobre o projeto deste tipo de máquina. Através da análise minuciosa dos catálogos de fabricantes foi possível verificar os desenhos em corte e entender o funcionamento dos mecanismos. Também foram realizadas visitas nas bibliotecas da UNESP, UNIFEI e do ITA, assim como sites da internet, com o objetivo de levantar a literatura existente sobre este tipo de equipamento.
- ✓ **Pesquisa tátil-visual:** onde várias máquinas hidrostáticas 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, racionaliza o tempo e condiciona a confiabilidade de determinadas peças. Esta etapa foi realizada

no laboratório da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP e na empresa Liebherr do Brasil, em Guaratinguetá.

- ✓ **Pré-dimensionamento:** os primeiros cálculos são desenvolvidos utilizando os dados iniciais de projeto (rotação, vazão, pressão nominal).
- ✓ **Fase desenho – cálculo – desenho:** é a etapa mais longa do projeto. Nesta fase o desenho é iniciado utilizando-se os cálculos preliminares. Em seguida, é necessário parar o desenho, pois faltam dados para a sua continuidade. Deve-se, então, voltar aos cálculos. De posse das novas informações calculadas, pode-se regressar ao desenho. Este processo é dinâmico e continua até a finalização do desenho de conjunto.
- ✓ **Desenho dos detalhes:** nesta etapa todos os desenhos das peças não padronizadas, são detalhadas.
- ✓ **Estudo dos ajustes:** nesta etapa o modo com que as peças são interligadas é analisado, de tal forma garantir a precisão nos ajustes da máquina.
- ✓ **Cotagem:** nesta etapa os desenhos dos detalhes são cotados levando-se em consideração as tolerâncias determinadas na fase anterior.
- ✓ **Fabricação:** nesta etapa é realizado o planejamento de usinagem das peças, de tal forma a garantir que a fabricação das peças esteja de acordo com os desenhos elaborados, focando principalmente as tolerâncias indicadas e acabamento superficial especificado.

1.5 Zangrandi (1993) Versus Trabalho Realizado

Para o desenvolvimento deste projeto foi utilizado como principal referência o trabalho desenvolvido na tese de Zangrandi (1993). Os pontos mais relevantes que diferem este trabalho do desenvolvido por Zangrandi, são:

- a) Zangrandi desenvolveu um roteiro para a obtenção dos principais parâmetros do projeto de uma máquina hidrostática de pistões axiais de vazão constante, ao passo que este projeto objetiva o desenvolvimento de uma máquina hidrostática de pistões axiais de vazão variável.
- b) Zangrandi não considera o desenho de conjunto como objetivo principal, ao passo que este trabalho tem como uma das metas desenvolver o desenho de conjunto da máquina;
- c) Zangrandi não leva em conta os ajustes entre as peças, e este estudo é de fundamental importância já que as peças serão usinadas.
- d) Zangrandi analisa os mecanismos da máquina e suas possíveis interferências utilizando apenas equações matemáticas ao passo que este trabalho utiliza os recursos de CAD 3D.
- e) Zangrandi desenvolveu equações para cálculos de dimensões básicas dos mancais dos pistões, eixo, estrias, pistões, etc. ao passo que este trabalho se preocupa também, além destes parâmetros, com a sua exequibilidade e sua viabilidade econômica. Para isso, foi dada uma atenção especial nos processos de usinagem e nos materiais utilizados neste trabalho.
- f) Os dois trabalhos se complementam e apresentam o mesmo objetivo: conquistar independência tecnológica no desenvolvimento deste tipo de equipamento – bombas hidrostáticas.

1.6 Estrutura do Trabalho

Capítulo 1 - Introdução.

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

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica.

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

Capítulo 3 – Neste capítulo é descrito o funcionamento do equipamento, apresentando de forma detalhada os principais componentes da bomba.

Capítulo 4 – Desenvolvimento do Projeto Conceitual

Neste capítulo é apresentado o método utilizado para a determinação dos principais parâmetros da máquina swashplate, demonstrando como cada etapa foi realizada.

Capítulo 5 – Desenvolvimento do Projeto Executivo

Neste capítulo é apresentada a validação do projeto através do desenvolvimento do projeto de uma bomba com características pré-definidas (vazão, rotação e pressão nominal).

Capítulo 6 – Montagem da Bomba

Neste capítulo é mostrado toda a sequência de montagem da bomba por intermédio de desenhos ilustrativos além de informações adicionais.

Por último, são apresentadas no capítulo 7 conclusões a respeito do trabalho desenvolvido, juntamente com sugestões de trabalhos que podem ser desenvolvidos

a partir do conhecimento proporcionado por este trabalho.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Considerações Gerais

Fontes bibliográficas relacionadas à hidráulica podem ser encontradas em livros, manuais, dentre outros, que referenciam as máquinas hidrostáticas de forma simplista, restringindo-se unicamente em explicar de forma sucinta os princípios de funcionamento.

Com relação à parte de desenvolvimento do projeto de máquinas hidrostáticas, pouco se encontra, algumas referências bibliográficas referenciam apenas o dimensionamento de alguns componentes das máquinas hidrostáticas, tais como: mancais hidrostáticos, pistões, eixos, de forma isolada sem considerar a máquina como um conjunto.

Reeves (1996) ressalta a atenção para o estudo da energia hidráulica, e divide em dois modos de análise, ou dois pontos de vista. Ponto de vista do técnico que dá ênfase à energia hidráulica, analisando o projeto da máquina e a sua operação, e do engenheiro que dá ênfase à energia hidráulica analisando o circuito hidráulico e sua operação.

Faisandier (1987) apresenta também cortes longitudinais de máquinas hidrostáticas, fornecendo importantes informações para a realização deste trabalho. Descreve também algum equacionamento relativo à vazão e a outros parâmetros dessas máquinas.

Na área de prensas hidráulicas, Oheler (1968), analisa sucintamente as bombas de pistões axiais tipo swashplate, não citando nenhuma informação quanto ao funcionamento e quanto à forma de dimensionamento.

Catálogos de fabricantes, com o objetivo de fornecer elementos sobre projeto e manutenção, são muito bem ilustrados pela Hydura, Racine, Delavan, Rexroth, Danfoss, Sundstrand, Denison, Comercial Hidráulica, Rexroth, Yuken, Hagglunds e

etc. No entanto, o funcionamento e a análise detalhada dos componentes da máquina não são tratados.

Thoma (1970), por outro lado, acrescenta outras informações complementares a este estudo. Nesta literatura pode-se encontrar desde propriedades dos fluidos até um estudo detalhado dos mancais hidrostáticos e hidrodinâmicos. Esta fonte fornece uma variedade de informações, embora algumas vezes sem demonstração, porém de extrema importância para o desenvolvimento do projeto das máquinas de pistões axiais swashplate. Mesmo assim, ainda faltam muitos dados para o desenvolvimento do projeto deste tipo de máquina.

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

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

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

Três tipos de projetos são discutidos:

a) Projeto transicional – neste caso um projeto básico é melhorado aos poucos pelo uso de refinamentos detalhados, geralmente através de técnicas como elementos finitos e modelagem em computador.

b) Projeto extensional – um procedimento extrapolativo é usado para aumentar a capacidade de projetos que já funcionam bem.

c) Projeto original – um projeto substancialmente original é desenvolvido. A originalidade é julgada pelo grau de cópia. Quanto menos um projeto lembra o projeto existente, mais original ele é.

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

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

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

Krutz (1999) também mostra claramente, usando gráficos, como é importante o grau de acabamento das peças na resistência à fadiga. Faz também uma boa análise sobre os vários tipos de bombas hidrostáticas. Mecanicamente discute os acoplamentos rígidos entre bombas e motores hidráulicos, usando os vários tipos de estrias padronizadas. As fixações usando flanges padronizados também são analisadas. Outros temas importantes como fator de segurança, confiabilidade e padronizações também são tratados.

Krutz (1999) ainda evidencia que a experiência pode de alguma forma, ser substituída pelos cálculos como mostra o sucesso dos inventores e mecânicos na construção de máquinas utilizadas no dia a dia. Contudo, seus projetos podem ser ainda melhorados pela habilidade de engenheiros. “Engenheiros não têm monopólio na inventividade e ingenuidade requeridas de um bom projetista”.

Mott (1999) analisa muito bem os procedimentos de projeto, as habilidades necessárias do projetista e a avaliação do projeto. Mostra também a integração dos elementos de máquina no desenvolvimento de projetos mecânicos. Analisa um ponto

importante que se refere aos padrões mais utilizados, os chamados “padrões preferidos”.

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

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

Zangrandi (1993) é um trabalho básico de referência desta tese. Trata-se de um trabalho desenvolvido no curso de doutorado, onde é fornecido claramente um método para projeto de máquinas de pistões axiais tipo swashplate, de vazão fixa. Algumas equações apresentadas neste foram deduzidas e comprovadas. O estudo de diversos mecanismos foi apenas apresentado, sem comprovação, pois nestes casos foi utilizado o processo de “tentativas de acerto e erro”.

2.2 Retrospecto Histórico das Bombas

Segundo Lima (2003) o homem tem procurado usar a energia dos fluidos, água e vento, desde longa data. A roda d'água foi uma das primeiras máquinas, pelo que se tem notícias, construída pelo homem para obter energia, isto por volta de 200 aC, e até hoje utiliza-se esta máquina. Principalmente no século XIX quando se precisou muito substituir o esforço humano para a produção de alimentos, as rodas d'água foram muito utilizadas em moinhos para obtenção da farinha de trigo. Na Itália, ainda hoje, existem ruínas de catorze rodas d'água, colocadas em série em uma montanha, sete de cada lado, para o acionamento de moinhos de trigo. Entretanto estas rodas sofreram evoluções, ou melhor, foram substituídas por turbinas, nas quais se

conseguiu aumentar significativamente a potência individual de cada máquina, através do aumento das quedas disponíveis.

Outra fonte importante de geração de energia no passado foram os assim chamados moinhos de vento, que usavam a energia dos ventos, ou energia eólica. Essas máquinas, atualmente chamadas de turbinas eólicas, tiveram uma grande evolução tecnológica (LINSINGEN, 2003).

No segundo século antes do nascimento de Cristo, Arquimedes, grande sábio grego, idealizou e construiu um parafuso de rosca larga e colocou-o no interior de um cilindro; no topo, para poder fazer girar o parafuso, Arquimedes conectou uma manivela (FIGURAS 1 e 2). Este dispositivo foi largamente usado para elevar água pelos egípcios. Tinha a vantagem de ser portátil, podendo ser facilmente transportado de um lugar para outro.



Figura 1 - Parafuso de Arquimedes.



Figura 2 - Bomba de Arquimedes em Uma Estação de Tratamento de Água.

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

Mas, nessa área, o grande invento ocorrido na antiguidade foi a bomba de pistão idealizada pelo matemático grego Ctesibus, provavelmente há cerca de 250 anos aC. Essa bomba só veio a ser construída mais tarde por seu discípulo Hero, de Alexandria. Essa bomba (FIGURA 3), segundo descrição no livro do arquiteto italiano Vitruvius, tinha dois cilindros com pistões conectados a alavancas e um eixo transversal (LIMA, 2003).

O acionamento era feito com uma roda d'água.

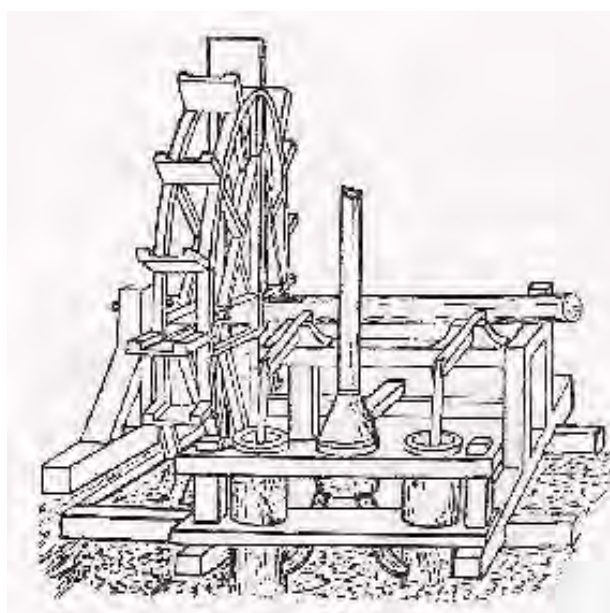


Figura 3 – Bomba de Ctesibus.

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

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

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

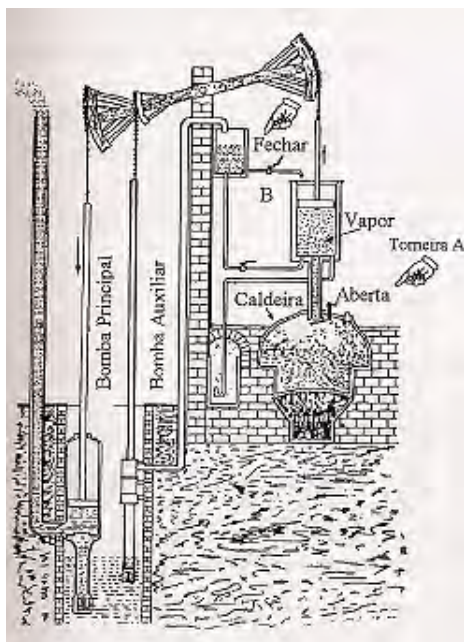


Figura 4 - Bomba de Newcomen: Sucção.

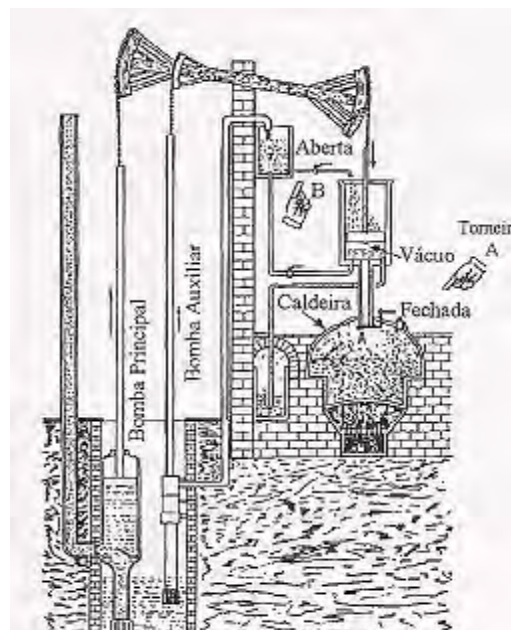


Figura 5 - Bomba de Newcomen: Descarga.

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

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

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

Para finalizar as citações da história das bombas, merece registrar o surgimento na Alemanha durante a segunda guerra mundial, as bombas centrífugas de alta rotação. Sua primeira aplicação em escala comercial aconteceu em 1959. Foi utilizada no avião Boeing 707 (LIMA, 2003).

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

2.3 Sistema Hidráulico

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

Em todo sistema hidráulico, sempre existe energia mecânica disponível na entrada assim como energia mecânica disponível na saída do sistema. Então, por que transformar energia mecânica em energia mecânica, e além disso, com perdas?. Porque a energia mecânica de entrada do sistema não tem controle preciso de torque ou velocidade (rotação), ao passo que a energia mecânica de saída tem. Além disso, as máquinas motoras de saída podem ser extremamente compactas, e utiliza-se uma mangueira flexível para a transmissão de energia através do fluido. Este transporte de energia mecânica através do fluido significa que se não se utilizasse o fluido sob pressão através de mangueiras, seria muito difícil fazer o transporte da energia mecânica através de eixos. Um exemplo muito utilizado é o caso das betoneiras veiculares. Nelas a energia mecânica disponível na frente do caminhão, no eixo do motor, é transformada em energia hidrostática através da bomba de vazão variável; em seguida transmitida, através de mangueiras, até o motor hidrostático da betoneira.

Se não se utilizasse este sistema hidráulico ficaria bem mais difícil o transporte da energia mecânica disponível no eixo do motor do caminhão e, além disso, o controle de rotação da betoneira assim como o seu sentido, ficariam comprometidos. A figura 6 ilustra este sistema hidráulico.

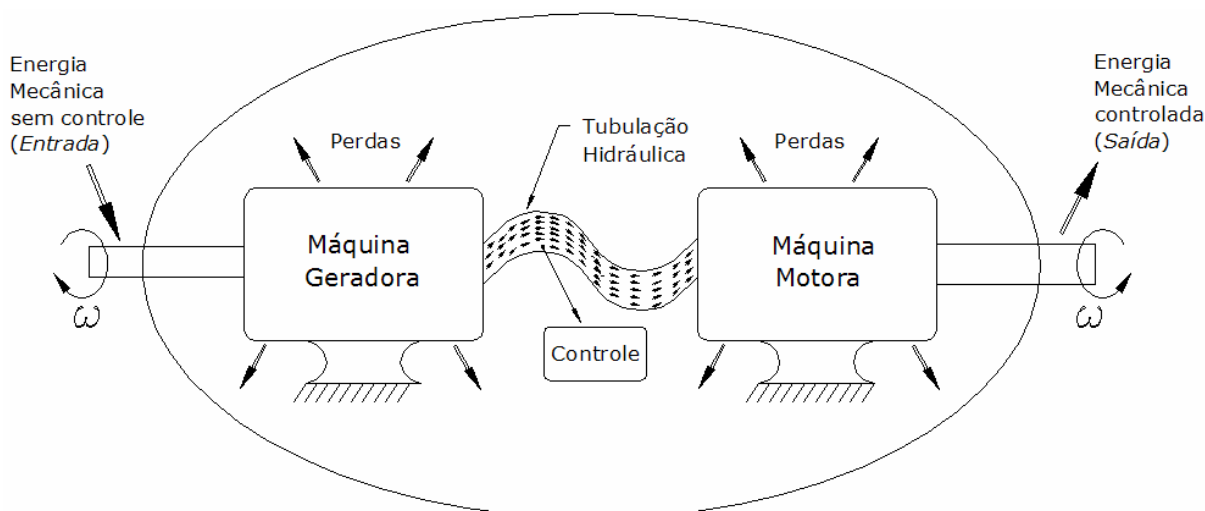


Figura 6 – Sistema Hidráulico.

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

Dentro dessa ótica, as bombas, os compressores e os ventiladores são enquadrados na categoria de máquinas geradoras. Enquanto que os motores elétricos, motores de combustão interna, as rodas d'água, etc., pertencem as categorias das máquinas motoras.

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

Então, diante destas informações, conclui-se que bombas são máquinas que transformam o trabalho mecânico recebido de uma fonte externa em energia de pressão

ou em energias de pressão e de velocidade, transferindo-as para um líquido, a fim de promover o seu escoamento.

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

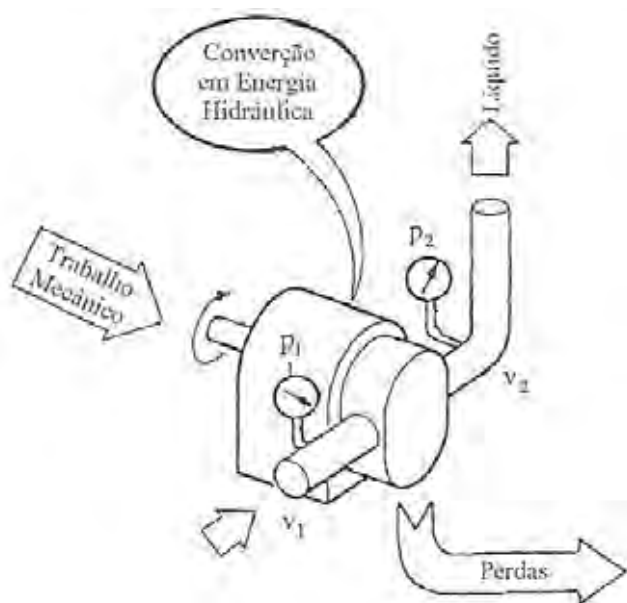


Figura 7 – Representação Esquemática de Uma Bomba.

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

2.4 Campo de Aplicação da Hidráulica

Atualmente, em função dos esforços de desenvolvimento tecnológico, os sistemas hidráulicos encontram aplicação em praticamente todos os segmentos, iniciando na extração mineral à indústria aeroespacial, bem como em aplicações de uso cotidiano,

como em veículos de transporte e passeio, equipamentos odontológicos e médico-hospitalares, construção civil, etc.

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

a) Hidráulica industrial:

- Máquinas para cerâmica e para madeira;
- Máquinas operatrizes, máquinas injetoras;
- Prensas hidráulicas, maquinaria pesada;
- Robôs industriais, máquinas de precisão, simuladores de automóveis;

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

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

c) Hidráulica móbil:

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

d) Hidráulica para aplicações navais:

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

e) Aplicações técnicas especiais:

- Controle de aeronaves (lemes, *flaps*);
- Trens de aterrissagem, simuladores de voo, operação de antenas e telescópios;

- Direcionadores de foguetes, bóias de sinalização, disjuntores de centrais elétricas;

f) Aplicações gerais:

- Equipamentos odontológicos e hospitalares;
- Processadores de lixo urbano;
- Oficinas e postos de serviços de veículos;
- Manutenção de redes elétricas;

2.5 Características dos Sistemas Hidráulicos

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

Algumas características relevantes são listadas a seguir:

- ✓ Baixa relação peso/potência, ou seja, transmissão de grandes forças e torques elevados com dimensões relativamente reduzidas. Para aplicações aeronáuticas, é de fundamental importância a economia de peso e volume para uma dada potência, de modo que a relação potência/peso deve ser a mais alta possível.
- ✓ Resposta rápida a partida e inversão de movimento sob carga, devido aos baixos momentos de inércia.
- ✓ Possibilidade de variação contínua de força e velocidade nos atuadores lineares e de torque e rotação nos atuadores rotativos, por meio de controle ou ajuste.
- ✓ Sistemas adequados tanto para o controle de processos em que o movimento é rápido quanto para os de movimento de precisão extremamente lento.

- ✓ Segurança eficaz contra sobrecargas através do uso de válvulas controladoras de pressão, evitando danos ao sistema.
- ✓ Componentes lubrificados pelo próprio fluido de trabalho.
- ✓ Capacidade de armazenamento de energia de forma relativamente simples, por meio de acumuladores hidropneumáticos.
- ✓ Possível combinação com sistemas mecânicos, elétricos e pneumáticos.
- ✓ Possibilidade de utilização de sistemas em condições ambientais adversas, desde que tomados os devidos cuidados construtivos.

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

- ✓ Custo elevado em relação aos sistemas mecânicos e elétricos compatíveis.
- ✓ Perda de potência (baixo rendimento) devida à dissipação de energia por atrito viscoso, isto é, perdas de carga nas canalizações e componentes, o que limita a velocidade do fluido e, como consequência a velocidade dos atuadores hidráulicos.
- ✓ Perdas por vazamentos internos e possibilidade de vazamentos externos, devidos a folgas, que diminuem a eficiência dos sistemas e comprometem a precisão dos movimentos.
- ✓ A presença de ar no sistema, na forma de ar livre, provoca movimentação não uniforme e pulsante dos atuadores, devido à grande compressibilidade do ar.
- ✓ Elevada dependência da temperatura, alterações na temperatura do fluido, decorrentes de condições ambientais e/ou dissipação de energia, provocam alteração da viscosidade e, por consequência, alteram-se as perdas por vazamentos e as condições operacionais do sistema. Esses efeitos deverão ser corrigidos por meio de trocadores de calor ou sistemas de controle de temperatura.

2.6 Transformação de Energia

As principais funções dos sistemas hidráulicos são as seguintes:

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

- Controle de energia.

- limitação de energia.

O sistema recebe como entrada energia mecânica (na forma de torque, rotação) convertida de energia elétrica ou térmica através de um motor elétrico ou de combustão interna. Em seguida, esta energia mecânica é convertida em energia hidráulica (potência hidráulica) pela bomba hidráulica. A energia hidráulica transferida ao fluido passa por válvulas, conexões e em seguida transmitida ao motor hidráulico que realiza a conversão desta energia em energia mecânica, expressa em termos de força e velocidade (ou deslocamento) ou torque.

Em todas as transformações de energia ocorridas num sistema hidráulico, existirão perdas.

As formas de energia presentes no processo de conversão realizado por um sistema hidráulico, podem ser discriminadas pela aplicação do princípio de conservação de energia, como mostrado na figura 8.

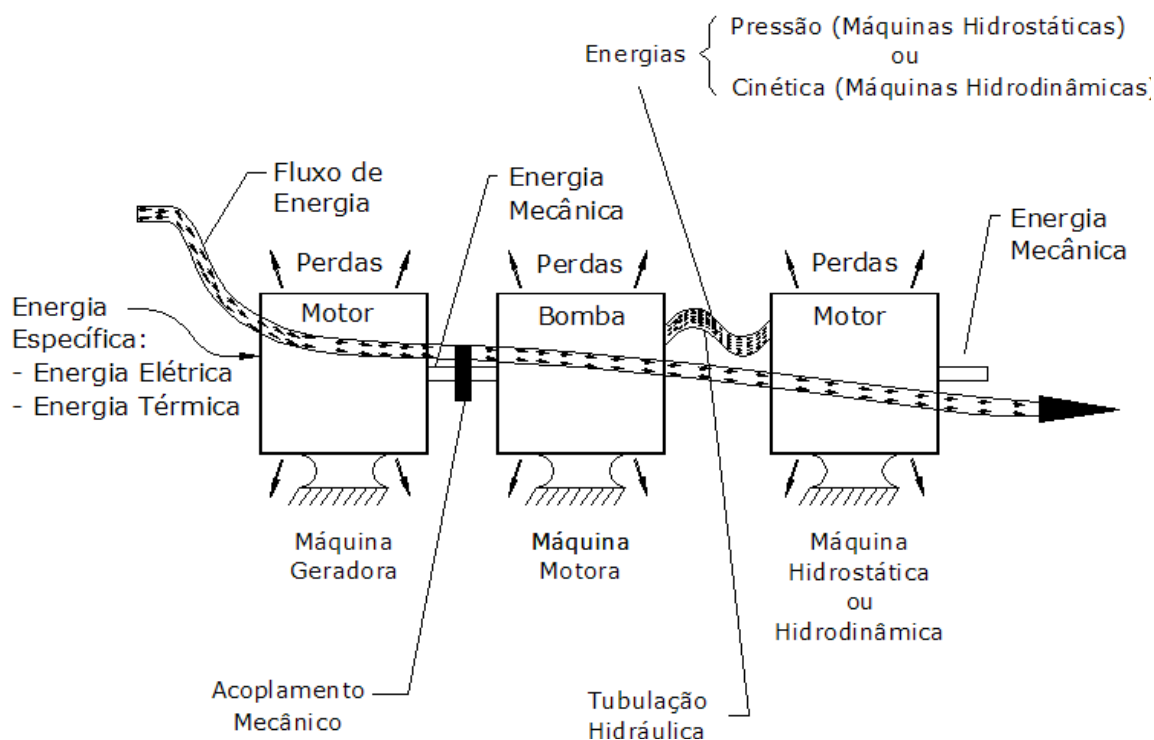


Figura 8 - Transformação de Energias no Sistema Hidráulico.

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

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

Nas máquinas hidrostáticas, também chamadas de deslocamento positivo, fornecem uma determinada quantidade de fluido a cada rotação ou ciclo. Neste tipo de máquina a energia é transferida principalmente na forma de energia de pressão, sendo que a variação de energia cinética é muito pequena, podendo ser desprezada (LINSINGEM, 2003).

Ao contrário das máquinas hidrodinâmicas, as máquinas hidrostáticas apresentam muito pouca variação da pressão quando há uma significativa variação na vazão, conforme mostram as figuras 9 e 10.

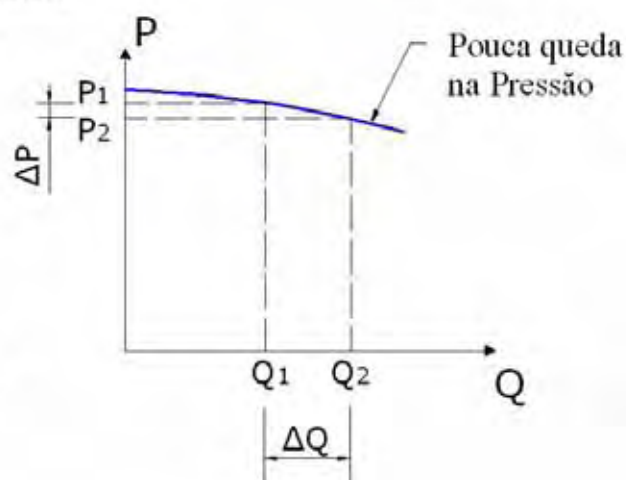
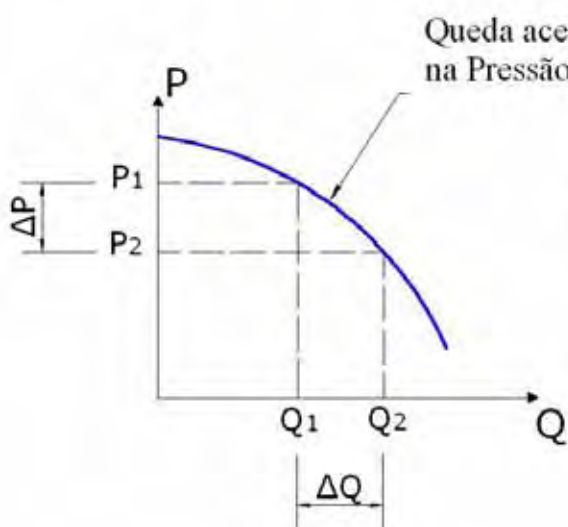


Figura 9 Máquina hidrodinâmica:
Variação da Pressão.

Figura 10 Máquina hidrostática:
Variação da Pressão.

Nas bombas hidrostáticas, devido a perfeita vedação entre as câmaras de entrada e saída, a pressão de carga é pouco influenciada pela vazão. Em outros termos, um aumento da restrição ao escoamento no sistema hidráulico implica em pouca variação na pressão.

A possibilidade de desenvolver altas pressões com vazões relativamente baixas, tornam as máquinas hidrostáticas praticamente as únicas utilizadas em sistemas hidráulicos, chamado de sistema hidrostático.

2.7 Classificação das Máquinas Hidrostáticas

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

De maneira geral, essas características são definidas pelo princípio de deslocamento utilizado, ou seja, pela forma como o fluido é transportado na máquina, o que caracteriza o tipo de máquina. Existem diversos tipos construtivos de máquinas, que podem ser agrupados dentro dos princípios de deslocamento por engrenagens, palhetas, pistões e parafusos.

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

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

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

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

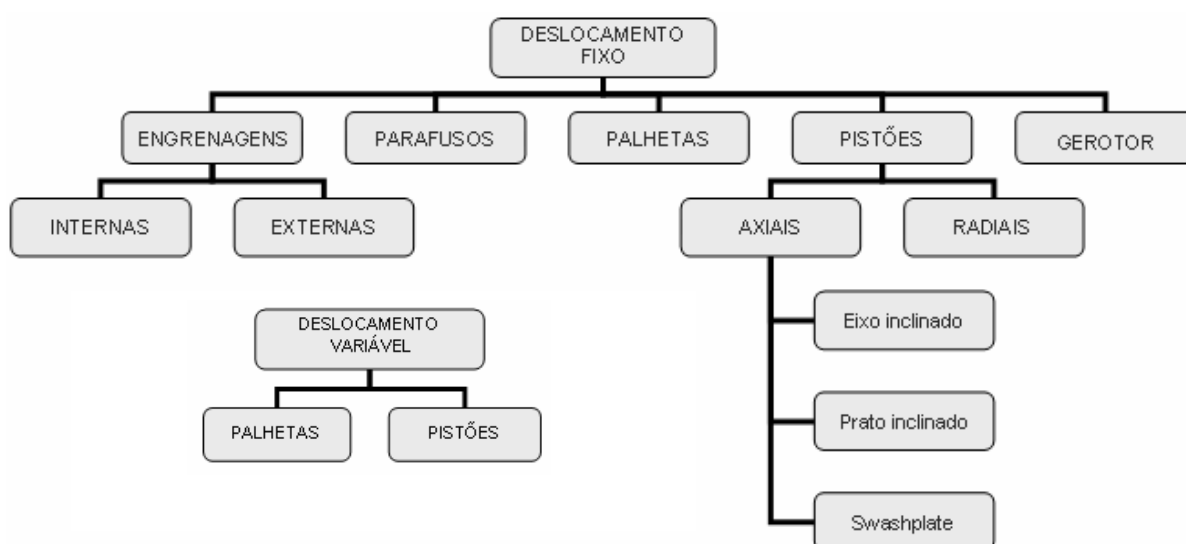


Figura 11 – Classificação das Máquina Hidrostáticas.

2.7.1 Bomba de engrenagens

A bomba de engrenagem consiste basicamente de uma carcaça com orifícios de entrada e de saída, e de um mecanismo de bombeamento composto de duas engrenagens. As bombas deste tipo podem ser de engrenagens internas ou externas.

2.7.1.1 Bomba de engrenagens externas

Bombas de engrenagens externas simples consistem em máquinas com duas engrenagens iguais acomodadas dentro de uma carcaça apropriada (estator), com uma entrada e uma saída e vedadas lateralmente por tampas.

Uma das engrenagens (motora) recebe energia oriunda da fonte de energia mecânica do sistema e a outra (movida) é montada livremente sobre o eixo. A ação de bombeamento começa quando os dentes das engrenagens se separam provocando uma depressão na sucção. O fluido é transportado da entrada para a saída através da parte periférica das engrenagens, entre dois dentes consecutivos de cada uma das engrenagens (câmaras de transporte). Os dentes ao se engrenarem entre si, impedem o refluxo de óleo para a câmara de sucção, conforme figura 12.

Este tipo de bomba é de fácil construção e extremamente versátil, sendo produzidas em uma grande variedade de tamanhos.

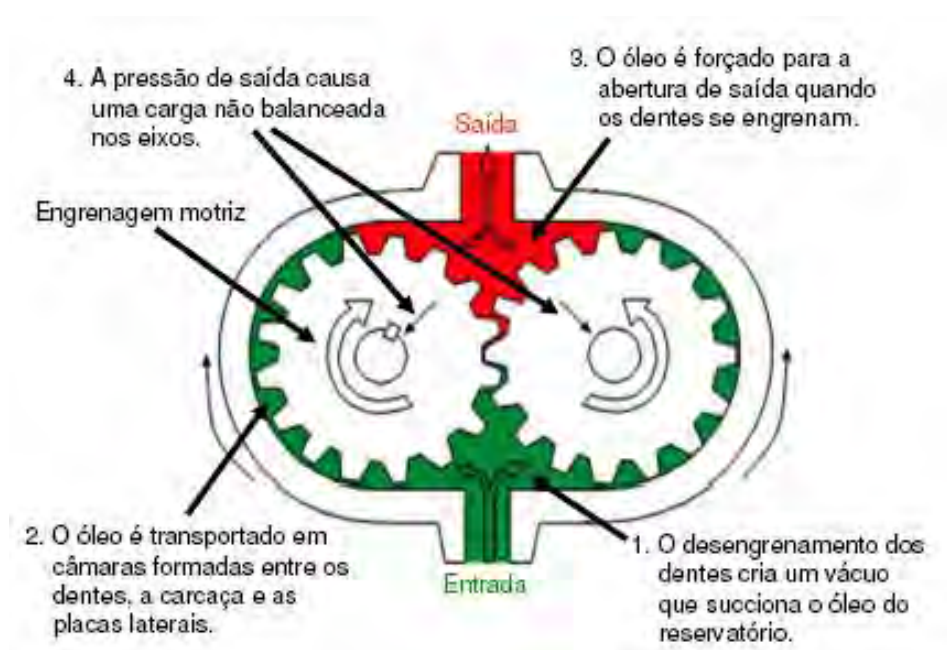


Figura 12 – Bomba de Engrenagens Externas.

As bombas de engrenagens externas são as mais utilizadas em sistemas hidráulicos, devido às seguintes qualidades (LINSINGEN, 2003; DIETER, 1965):

- ✓ Preço relativamente baixo;
- ✓ Robustez;
- ✓ Bom comportamento em um grande domínio de viscosidades de fluídos hidráulicos;
- ✓ Grande gama de rotações permissíveis;
- ✓ Boas características de sucção.

Apesar destas vantagens em relação a outros tipos de bombas, a utilização de bombas de engrenagens externas esta sujeita à limitação pelos valores de pressão e vazão máximas admissíveis (a adaptação para um maior intervalo de pressão e vazão torna a bomba mais cara), e a sua utilização depende também do tipo de aplicação em que a bomba será empregada.

2.7.1.2 Bomba de engrenagens internas

A bomba ilustrada na figura 13 mostra a engrenagem interna (acionada) com centro de rotação excêntrico em relação à engrenagem externa (acionadora). Uma meia-lua ocupa o espaço oposto ao engrenamento, dividindo o fluxo de líquido entre as engrenagens. Ao contrário da bomba de engrenagem externa, nesse projeto as duas engrenagens giram no mesmo sentido.

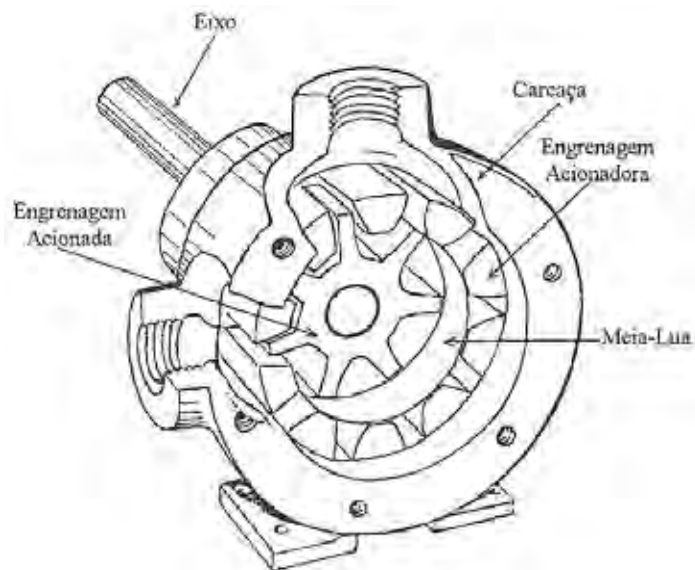


Figura 13 - Bomba de Engrenagens Internas.

A ação de bombeamento ocorre quando os dentes das engrenagens se separam provocando o enchimento de líquido entre seus espaços vazios. A seguir, o líquido é conduzido suavemente em volta da meia-lua até atingir a descarga e ser expulso para fora da bomba. A figura 14 ilustra a seqüência desse percurso.

“Da mesma forma que as bombas de engrenagens externas, o fluido é transportado pelo contínuo desengrenamento e engrenamento dos dentes do par de engrenagens” (LINSINGEN, 2003).

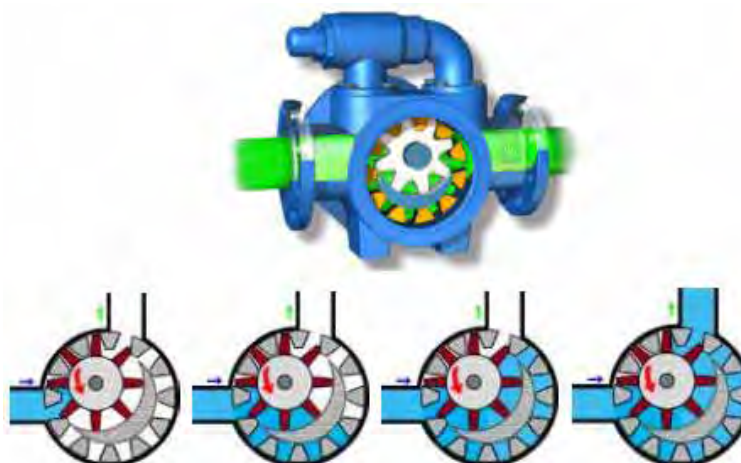


Figura 14 – Ação de bombeamento na Bomba de Engrenagens Internas.

Em relação às bombas de engrenagens externas, as bombas de engrenagens internas apresentam algumas vantagens:

- maior rendimento volumétrico;
- menor perda de carga;
- menor pulsação na vazão;
- menor nível de ruído;
- mais adequação para trabalhar com fluidos de maior viscosidade.

Apesar disto, as bombas de engrenagens internas são de montagens mais complicadas e de maior custo de produção. Em vista disso, este tipo de bomba é utilizado basicamente em situações onde estas vantagens são importantes, ao invés de servirem como bomba de propósito geral (WARRING, 1969).

2.7.2 Bomba tipo gerotor

Uma variação das bombas de engrenagens internas é a bomba tipo gerotor, onde as engrenagens possuem perfil trocoidal, com pinhão possuindo um dente a menos que a coroa (FIGURA 15).



Figura 15 – Bomba Tipo Gerotor.

O rotor é acionado por uma fonte externa (motor elétrico, motor combustão interna, etc.) e movimenta um rotor externo. Desta maneira, formam-se câmaras de bombeamento entre os lóbulos do rotor (FIGURA 16).

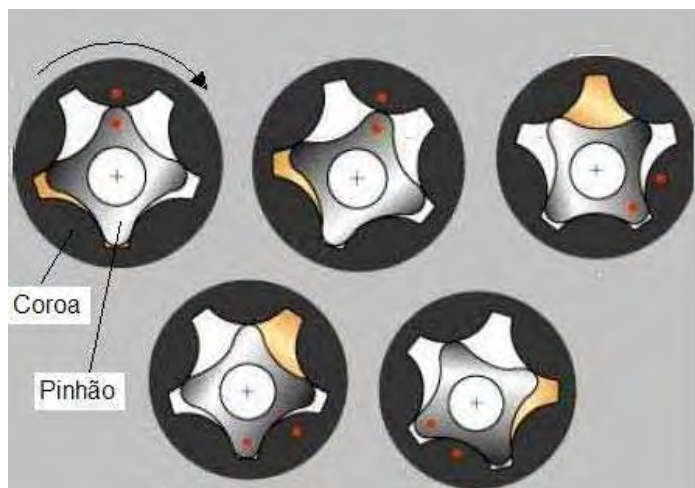


Figura 16 – Funcionamento da bomba tipo gerotor.

2.7.3 Bomba de parafusos

As bombas de parafusos são assim chamadas por usarem parafusos como elementos bombeadores. O princípio de deslocamento por parafusos baseia-se em dois ou mais fusos helicoidais montados em uma carcaça. A vazão é axial e na direção do rotor. O fluido é transportado entre os flancos de um fuso, a depressão do outro e a carcaça. O movimento de rotação do fuso empurra o fluido uniformemente até a saída no final do eixo, sem variação volumétrica (FIGURA 17).

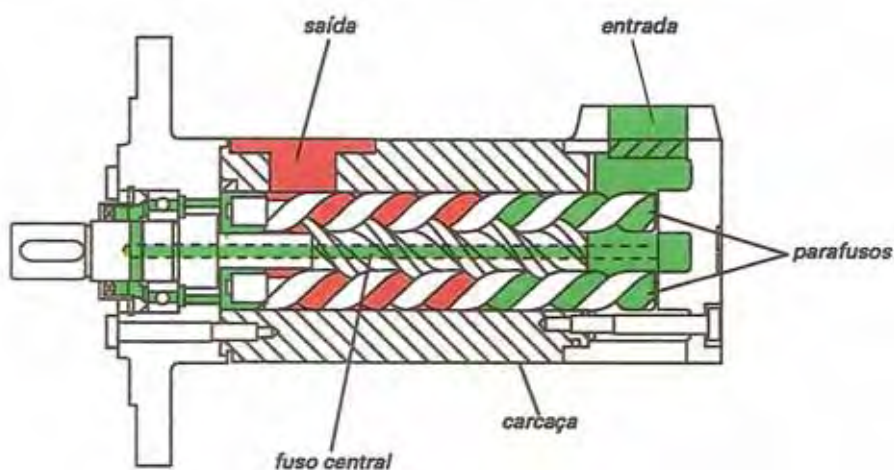


Figura 17 – Bomba de Parafusos.

As principais características deste tipo de bomba são (LINSINGEN, 2003):

- ✓ escoamento praticamente isento de pulsação;
- ✓ recomendadas para operar a rotações elevadas (máximo de 3600rpm);
- ✓ deslocamento desde 2 até 800cm³/rot;
- ✓ pressões operacionais de até 200bar;
- ✓ baixo rendimento, devido ao atrito elevado;
- ✓ exigem fluidos com viscosidade elevada (30 a 80 cSt);
- ✓ preço mais elevado em relação a bombas de engrenagens e palhetas.

As principais aplicações deste tipo de bombas são em máquinas de precisão e em casos onde o ruído deve ser o mínimo possível.

2.7.4 Bomba de palhetas

Esse tipo de bomba, de forma geral, é constituído de uma série de palhetas montadas sobre um rotor ranhurado excêntrico, no interior de uma carcaça cilíndrica, com uma palheta retangular, conforme mostra a figura 18. Cada palheta é impulsiona, pela ação da força da mola, para a periferia, de forma que os cantos destas entrem em contato com o interior da câmara da bomba criando uma câmara estanque entre as citadas palhetas. O vácuo parcial, gerado pela expansão das câmaras de bombeamento, faz com que a pressão atmosférica empurre o fluido para o interior da bomba. O óleo é então transportado da entrada para a saída da bomba, onde as câmaras reduzem de tamanho, forçando o fluido para fora.

Esse sistema tem a vantagem de proporcionar longa vida à bomba, pois as palhetas sempre mantêm contato com o corpo, mesmo se houver desgastes nas extremidades das palhetas.

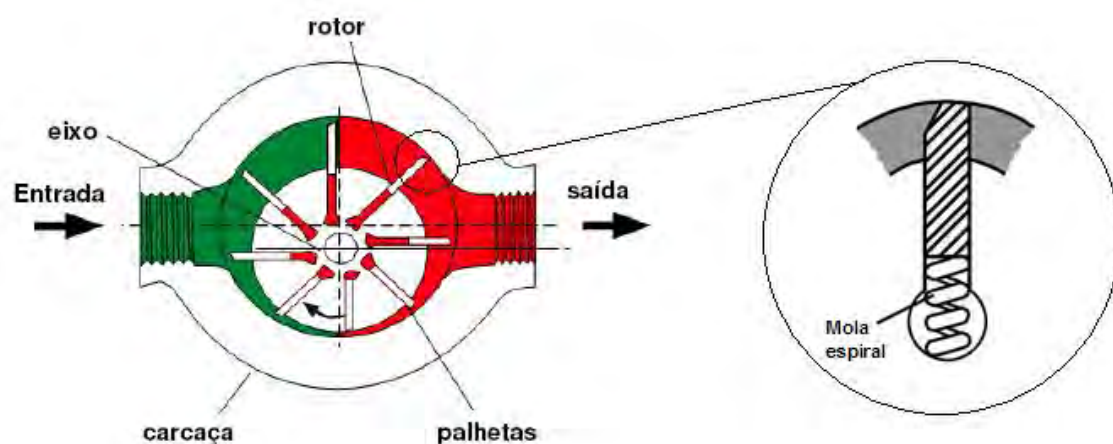


Figura 18 – Bomba de Palhetas.

A pressão de operação pode chegar a 175 bar, com rotações variando entre 600 e 4800rpm, e vazões entre 10 e 150 lpm.

As bombas de palhetas possuem em relação às bombas de engrenagens uma menor pulsação de deslocamento, porém não são mais silenciosas do que as bombas de engrenagens internas. Os inconvenientes deste tipo de bombas são: maior fragilidade, pressões de trabalho em funcionamento prolongado menores e baixo rendimento relativo (DIETER, 1965).

O deslocamento de fluido dessas bombas pode ser modificado através de um controle externo, tal como um parafuso de ajuste ou um compensador de pressão.

Com o parafuso regulado, o anel é mantido fora do centro com relação ao rotor. Quando o rotor é girado, um volume de fluxo é gerado, ocorrendo o bombeamento.

Recuando-se o parafuso de regulagem há uma redução da excentricidade do anel em relação ao rotor e, conseqüentemente, redução do volume de óleo bombeado. Com o parafuso todo recuado o anel está centrado e o deslocamento da bomba é nulo (FIGURA 19).

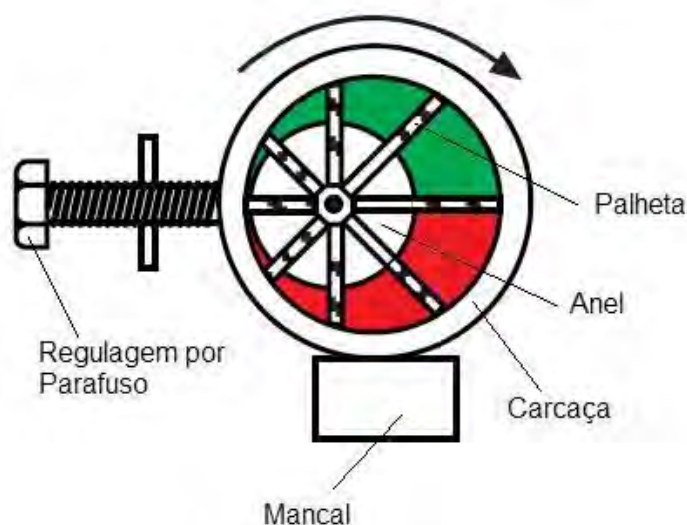


Figura 19 – Bomba de Palhetas de Deslocamento Variável.

2.7.5 Bomba hidrostática de pistões

Os sistemas hidráulicos que operam a altas pressões e exigem elevados rendimentos globais constituem o campo de aplicação principal das máquinas hidrostáticas de pistões.

A relativa facilidade de ajuste entre pistões e cilindros permite montagens com folgas que variam de 2 a 5 μm , dependendo das dimensões, o que não pode ser obtido com máquinas de engrenagens ou palhetas. Dessa forma, pode-se operar com pressões bastante elevadas e perdas volumétricas reduzidas.

As características operacionais gerais para esse tipo de máquina são:

- ✓ pressões de até 700 *bar*, dependendo da vazão;
- ✓ rotação normal entre (1500 a 3000 *rpm*), e no máximo de até 6000 *rpm*;
- ✓ deslocamentos na faixa de (0,4 a 15000 cm^3 / rot);
- ✓ rendimento volumétrico máximo variando entre (85 e 98%);
- ✓ possibilidade de deslocamento variável e inversão de escoamento;
- ✓ baixo nível de pulsação para um número adequado de pistões e dimensões adequadas dos pórticos de entrada e saída;

Em função das características geométricas e forma de atuação dos pistões, estas máquinas são classificadas em: máquinas de pistões axiais e máquinas de pistões radiais (LINSINGEN, 2003).

As bombas hidrostática de pistões têm como princípio básico a ação que um pistão animado de um movimento retilíneo alternativo produz no interior de um cilindro. Nela, o líquido, pelas condições provocadas pelo deslocamento do pistão, enche espaços existentes no cilindro. Em seguida, o líquido pressurizado pela ação do movimento do pistão, exerce forças na direção do próprio líquido, empurrando-o para fora do cilindro.

2.7.5.1. Bombas hidrostática de pistões axiais

As bombas de pistões axiais geram uma ação de bombeamento, fazendo com que os pistões se alterem dentro de um tambor cilíndrico. O mecanismo de bombeamento de uma bomba de pistão consiste basicamente de um tambor cilíndrico, pistões com mancais, placa de deslizamento e placa de retenção.

Nela, o pistão produz um movimento alternado no interior do tambor do cilindro. A placa de deslizamento é posicionada a um certo ângulo e a base do mancal do pistão corre na superfície da placa de deslizamento.

Quando um tambor de cilindro gira, o mancal do pistão segue a superfície da placa de deslizamento (a placa de deslizamento não gira). Uma vez que a placa de deslizamento está a um dado ângulo o pistão alterna dentro do cilindro. Em uma das metades do ciclo de rotação, o pistão sai do bloco do cilindro e gera um volume crescente. Na outra metade do ciclo de rotação, este pistão entra no bloco e gera um volume decrescente (FIGURA 20).

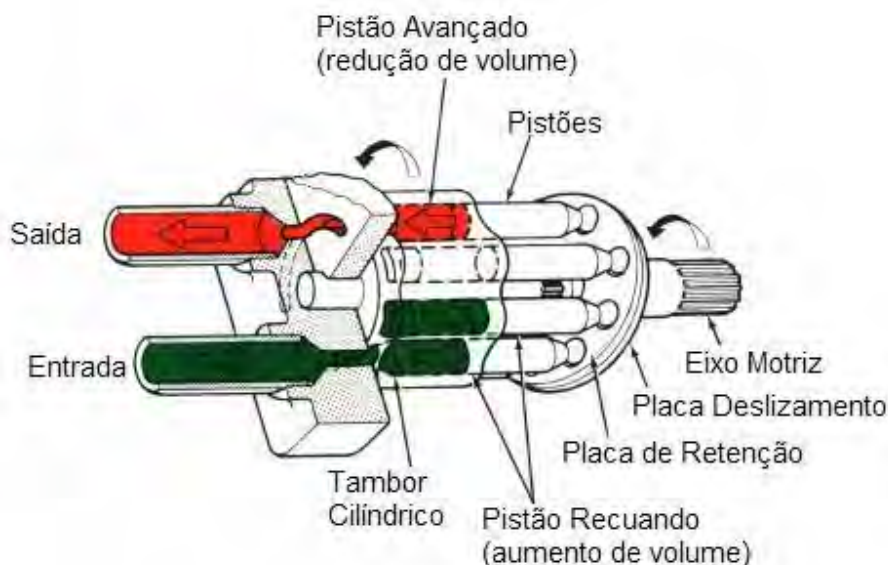


Figura 20 – Princípio de Funcionamento da Bomba de Pistões Axiais.

A característica geométrica principal deste tipo de máquina hidrostática é a disposição de pistões ajustados em furos cilíndricos usinados em um tambor também cilíndrico. O movimento alternativo de cada pistão é obtido por intermédio do movimento rotativo de um plano inclinado, e desta forma o deslocamento da máquina.

Dependendo do tipo construtivo, estas máquinas são subdivididas em máquinas de prato inclinado e máquinas de eixo inclinado (LINSINGEN, 2003).

2.7.5.1.1 Bombas de pistões axiais de prato inclinado

Os dois tipos principais de prato inclinado são: tambor rotativo e prato rotativo, conforme mostram as figuras 21 e 22, respectivamente.

Na bomba da figura 21, o tambor gira em conjunto com o eixo provocando nos pistões um movimento alternado, enquanto que o prato inclinado (chamado de swashplate plate) é fixado à carcaça da máquina.

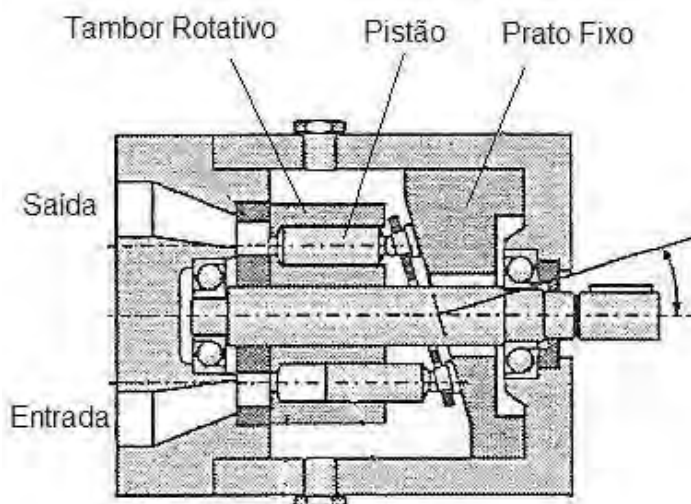


Figura 21 – Bomba de Pistões Axiais com Tambor Rotativo.

Nas bombas de prato fixo, o tambor é quem recebe o movimento rotativo transferido pelo eixo. Nestas bombas, o contato entre os pistões e o prato inclinado é feito com o uso de uma placa de retenção, que é uma coroa com rasgos circunferenciais que servem de sede para o encaixe do mancal do pistão com o prato inclinado (LINSINGEN, 2003).

Durante o funcionamento, cada pistão ao recuar cria um vácuo no cilindro, puxando o fluido para dentro do cilindro do tambor, assim quando o tambor rotativo gira em 180° inicia o processo de pressurização e descarga, em que o fluido é forçado para fora do cilindro.

Neste tipo de bomba o controle de entrada e saída do fluido nos cilindros é feita com a placa de válvulas, que é um anel fixo com dois rasgos, cada um ocupando metade da placa, sendo um para entrada e outro para a saída do fluido, conforme detalhado na figura 21.

A máquina hidrostática da figura 22 é do tipo prato inclinado rotativo. Neste neste projeto o tambor é estático enquanto que o prato inclinado (chamado de wobble plate) recebe o movimento rotativo do eixo.

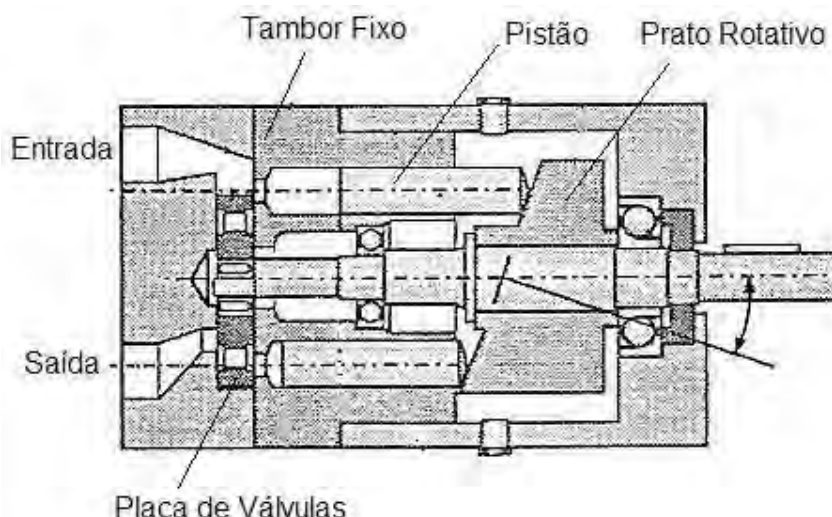


Figura 22 – Bomba de Pistões Axiais com Prato Rotativo.

A forma construtiva com prato rotativo é mais utilizada para motores de pistões axiais. Neste tipo de bomba, o tambor é fixado à carcaça da bomba, e o prato inclinado é fixado ao eixo, recebendo sua energia de rotação, e transmitindo-a aos pistões, que através do movimento retilíneo oscilatório puxam e empurram o fluido.

A maior diferença entre as formas construtivas de prato fixo e de prato rotativo é que com o uso do tambor fixo nas bombas de prato rotativo, se faz necessário o uso de válvulas individuais para controle de entrada e saída de fluido para cada um dos cilindros no tambor, e todas estas válvulas devem trabalhar de forma sincronizada, permitindo que a bomba trabalhe de forma suave e sem travamentos (LINSINGEN, 2003)..

O uso obrigatório de válvulas individuais e a necessidade de sincronismo entre estas fazem com que este tipo de bomba seja de custo maior, sendo esta a desvantagem que levou este modelo a praticamente não ser utilizado para bombas, e sim para motores.

2.7.5.1.2 Bomba de pistões axiais com eixo inclinado

Nesse tipo de bomba hidrostática, conforme ilustrado na Figura 23, o tambor contendo os cilindros é montado inclinado em relação ao eixo de acionamento. As hastes dos pistões são fixadas ao flange de acionamento por meio de articulações

esféricas. Desse modo, o movimento rotativo do conjunto produz o movimento alternativo dos pistões em seus cilindros.

Uma grande vantagem deste tipo de bomba sobre as de prato inclinado é o fato de não haver forças laterais nas guias dos pistões, evitando o desgaste prematuro da bomba e permitindo o trabalho com pressões mais altas e ângulos de inclinação maiores, chegando a até 45°, obtendo conseqüentemente cilindradas muito maiores.

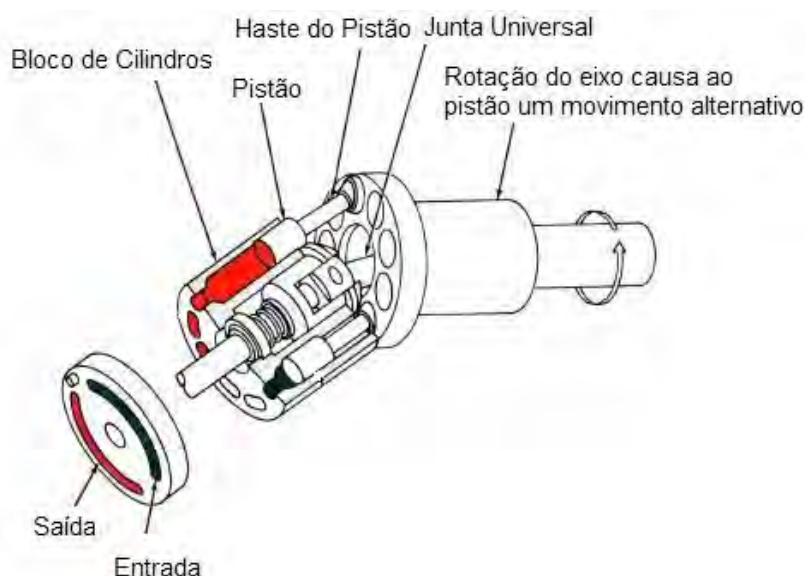


Figura 23 – Bomba de Pistões Axiais com Eixo Inclinado.

Da mesma forma que nas máquinas de prato inclinado, os pórticos de entrada e saída (ou sucção e descarga) são constituídos de rasgos circunferenciais usinados em uma placa de válvulas sem movimento rotativo.

As bombas com prato inclinado ocupam menor volume, porém as bombas de eixo inclinado possuem rendimentos melhores e menor sensibilidade à presença de partículas sólidas contaminadas. As características operacionais dos dois tipos de bombas de pistões axiais são as seguintes (IVANTYSYN & IVANTYSYNOVA, 2001).

Tabela 1 – Características Operacionais das Bombas de Pistões Axiais.

		Pistões axiais com prato inclinado	Pistões axiais com eixo inclinado
Custo	Inicial	alto	alto
	Operação	baixo	baixo
Pressão (bar)	Operação	100 – 450	120 – 450
	Máxima	600	500
deslocamento (cm ³ / rev)	Mínimo	0.1	1.5
	Máximo	500	1000

Todos os dois tipos de bombas de pistões axiais aqui apresentados podem ter vazões variáveis. Basta dotá-las de dispositivos que modifiquem o ângulo de inclinação do elemento que gera o movimento alternado dos pistões, conforme mostra as figuras 24 e 25 .

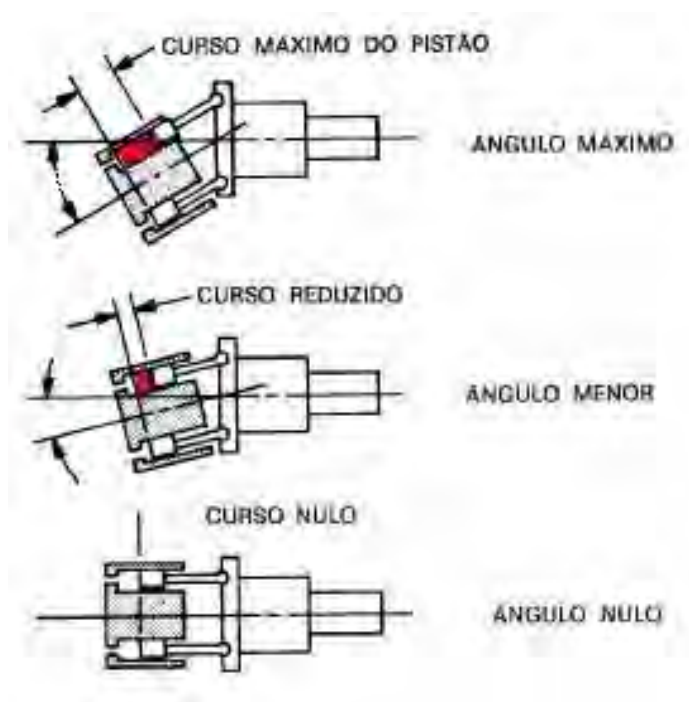


Figura 24 – Bomba de Pistões Axiais com Eixo Inclinado de Curso Variável.

A figura 25 mostra a variação da vazão na bomba de pistões axiais com eixo inclinado, conforme o ângulo de inclinação do bloco de cilindros em relação ao eixo motoriz.

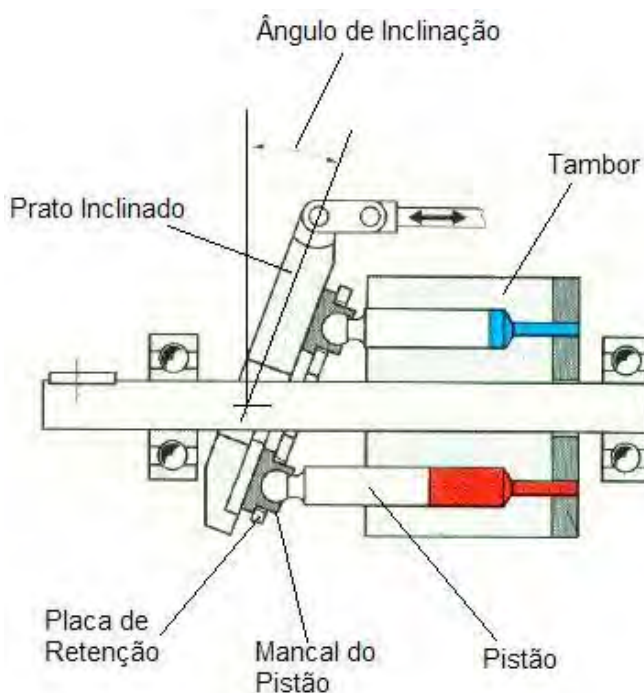


Figura 25 – Bomba de Pistões Axiais com Prato Inclinado de Curso Variável.

A vazão na bomba de pistões axiais com prato inclinado varia conforme o ângulo de inclinação do prato inclinado, como indica a figura 25 (Manual Parker Training).

2.7.5.2 Bombas hidrostática de pistões radiais

Neste tipo de bomba, o conjunto gira em um pivô estacionário por dentro de um anel ou rotor. Conforme vai girando, a força centrífuga faz com que os pistões sigam o controle do anel, que é excêntrico em relação ao bloco de cilindros. Quando os pistões começam o movimento alternado dentro de seus furos, os pórticos localizados no pivô permitem que os pistões puxem o fluido do pórtico de entrada quando estes se movem

para fora, e descarregam o fluido no pórtilco de saída quando os pistões são forçados pelo contorno do anel, em direção ao pivô, conforme mostra a figura 26 .

O deslocamento de fluido depende do tamanho e do número de pistões no conjunto, bem como do curso dos mesmos.

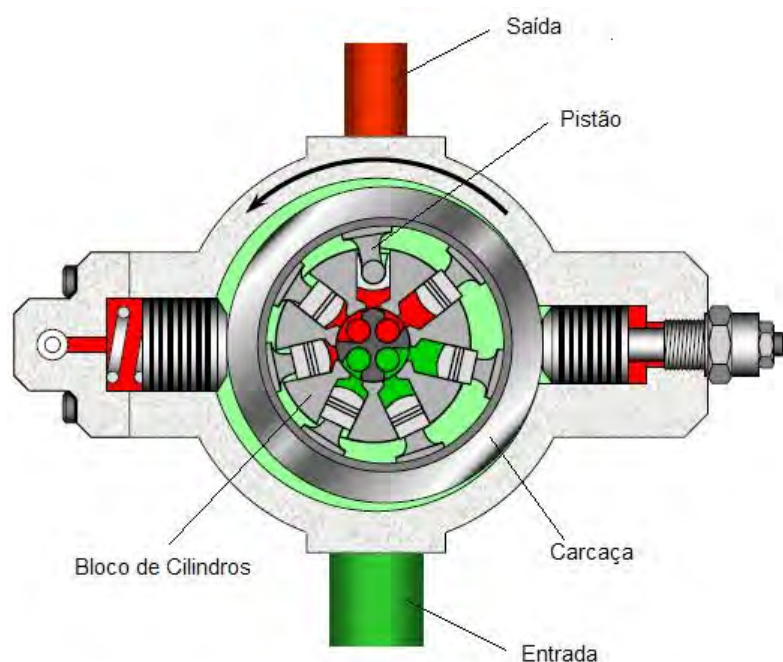


Figura 26 – Bomba de Pistões Radiais.

2.8 Fatores que influenciam a seleção da bomba hidrostática

A seleção da bomba não é uma tarefa simples. A maioria das bombas pode ser adaptada para serem utilizadas em várias situações, porém alguns tipos são mais adequados para determinadas circunstâncias (PUMP SCHOOL, 1992).

Segundo Dieter (1965), para escolher o tipo de bomba adaptável a determinado sistema hidráulico, deve-se considerar principalmente os seguintes pontos:

- preço, peso e restrições;
- pressão de trabalho, faixa de velocidades de rotação;
- condições de transporte e de instalação;
- sentido de rotação único ou duplo;

- faixa de temperaturas de funcionamento;
- natureza dos fluidos hidráulicos a utilizar;
- pulsação de deslocamento, ruídos;
- rendimento do sistema, variações do deslocamento útil.

Considerando as características da tarefa de seleção apresentadas, pode-se verificar que esta é uma tarefa adequada a ser realizada por um engenheiro.

CAPÍTULO 3 - FUNCIONAMENTO DA BOMBA SWASHPLATE

3.1 Abordagem Geral

Os componentes da máquina hidrostática de pistões axiais tipo swashplate são montados em uma carcaça metálica, dimensionada adequadamente para suportar os esforços gerados durante o seu funcionamento, conforme mostrado na Figura 27.

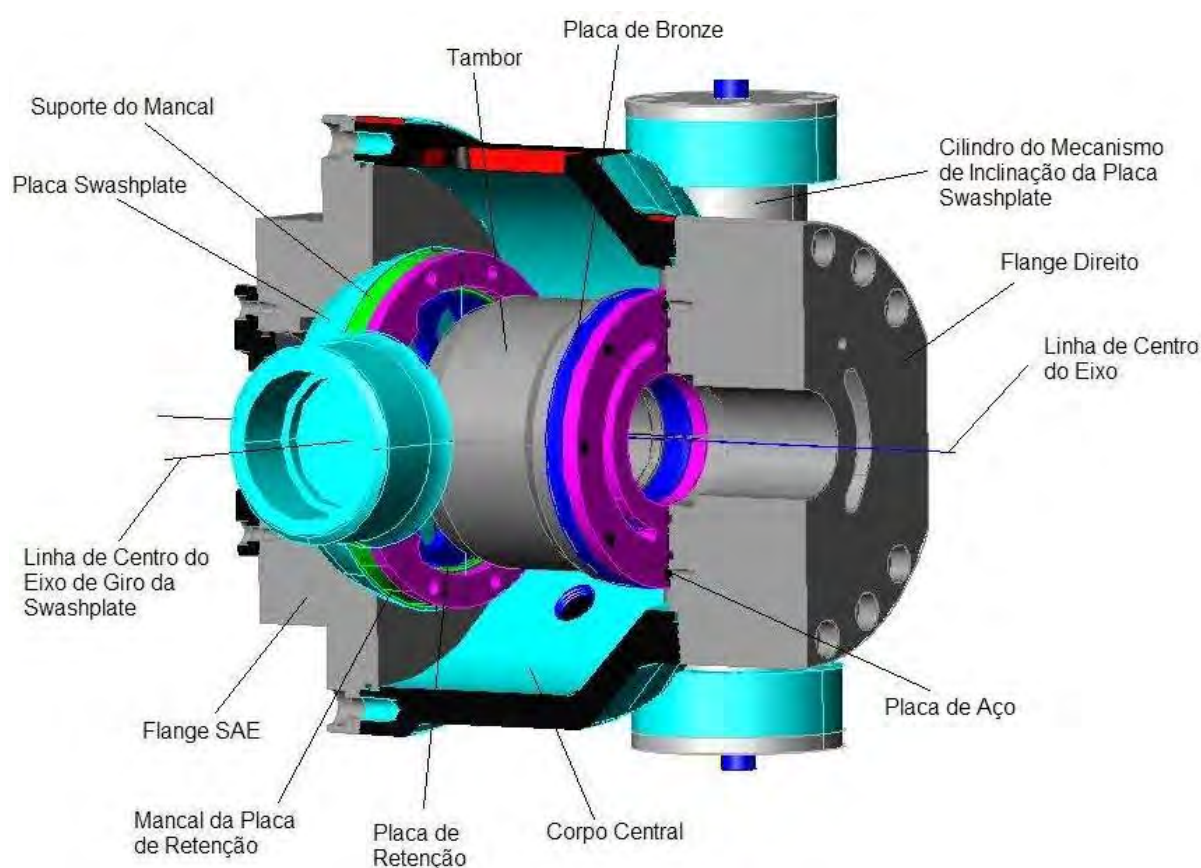


Figura 27– Desenho da Bomba Swashplate em Corte.

A bomba hidrostática de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável possui um eixo duplamente estriado, conforme a figura 28. Uma das estrias está conectada a

um motor que fornece energia mecânica a bomba, enquanto que a outra está acoplada concentricamente a um tambor fazendo com que ambos girem com a mesma velocidade angular. Este eixo está apoiado comumente nas extremidades por dois mancais de rolamento. Entretanto, pode também utilizar um terceiro rolamento, cujo anel interno ajusta-se ao diâmetro externo do tambor.

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

A Figura 28 mostra todos os componentes da máquina swashplate que giram com o eixo.

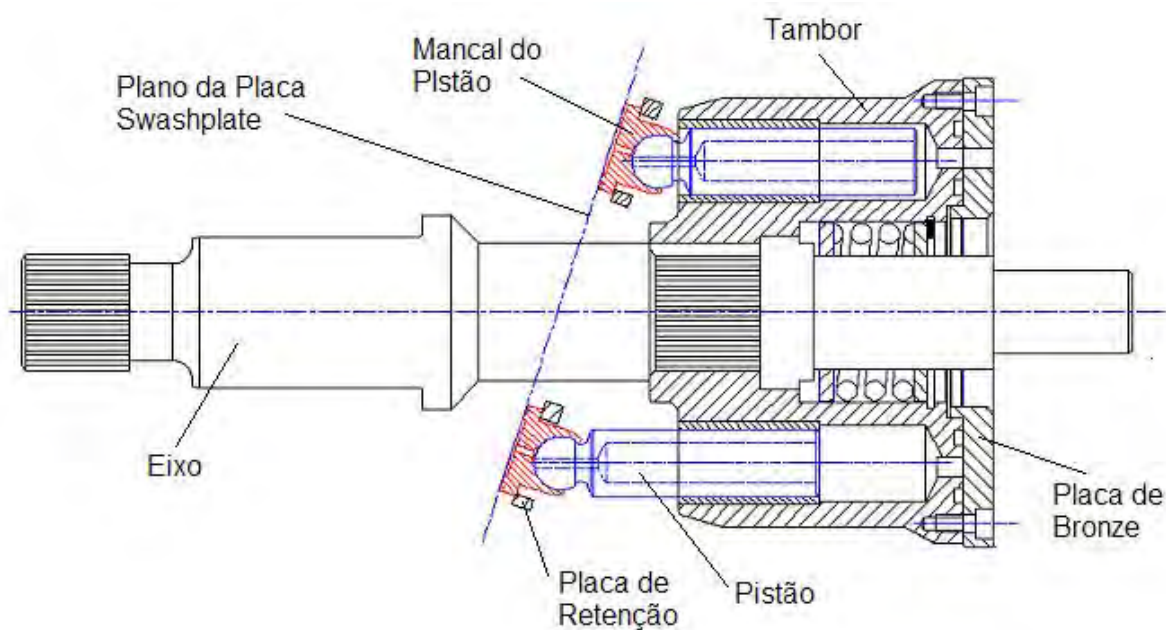


Figura 28 – Partes Rotativas da Bomba Swashplate.

O conjunto rotativo da figura 28 apresenta o eixo ligado ao tambor juntamente com os pistões. Os mancais dos pistões acoplados a placa de retenção o qual mantém sempre a base dos mancais deslizando no plano da swashplate. Cada mancal de pistão gira praticamente sobre um filme de óleo entre a sua base e o plano da placa swashplate. Este mancal é do tipo hidrostático, pois na sua base existe uma câmara que se comunica através de um furo de pequeno diâmetro com o

lado de pressão do pistão, gerando uma força oposta àquela que o pistão aplica no mancal.

Para auxiliar na compreensão do mecanismo, a figura 29 mostra os pistões e seus mancais, juntos com a placa de retenção, em posição de funcionamento. A placa de retenção mantém sempre as faces dos mancais dos pistões apoiadas na placa swashplate. E, quem mantém a placa de retenção sempre girando paralela ao plano da swashplate é o mancal da placa de retenção. Este mancal na realidade é um anel circular de bronze fixo na placa swashplate.

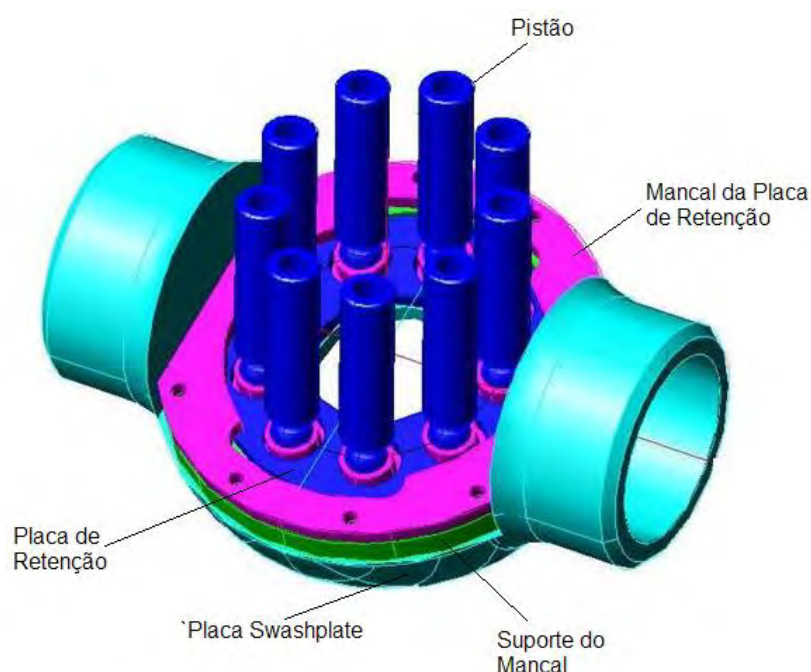


Figura 29 – Conjunto Placa swashplate e Mancais.

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

A Figura 30 mostra uma vista explodida da placa swashplate, do suporte do mancal da placa de retenção, da placa de retenção e o do seu mancal. Nesta figura

apenas a placa de retenção gira junto com os mancais dos pistões, as outras são fixas.

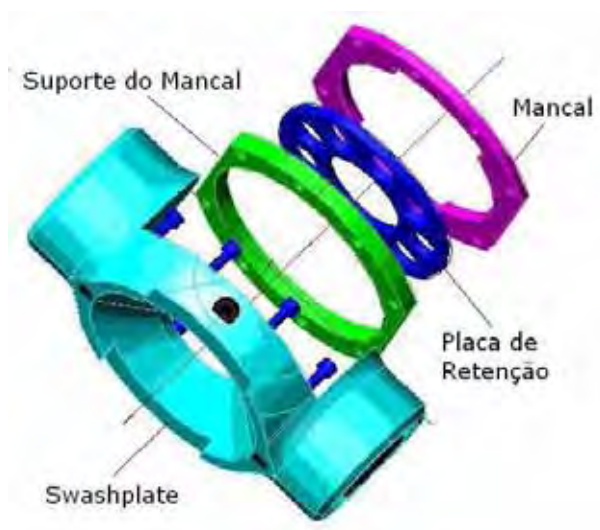


Figura 30 – Vista Explodida do Conjunto Placa Swashplate e Mancais.

É necessário definir ainda alguns parâmetros para que se possa entender melhor o funcionamento da bomba swashplate. Analisando os elementos da figura 29, observa-se que com a rotação do eixo, o tambor, os pistões e placa de retenção também girarão. Esta rotação do eixo provocará nos pistões um movimento alternativo em relação ao tambor. Portanto, a cada meia volta do eixo de rotação, o pistão se deslocará axialmente dentro do tambor, completando metade do seu ciclo de um movimento alternativo.

Quando o pistão se encontra deslocado mais internamente possível dentro do cilindro, para um determinado ângulo de giro da placa swashplate (α), ele estará no chamado ponto morto interno (*PMI*). Por outro lado, quando ele se encontra no ponto máximo fora do cilindro, diz-se que o pistão está no seu ponto morto externo (*PME*). Essas duas posições dão origem a um plano denominado “plano dos pontos mortos” ou plano Φ . Este plano passa pelas linhas de centro dos pistões quando eles estão nos pontos mortos interno e externo. Conseqüentemente o plano dos pontos mortos (Φ) também passa pela linha de centro do eixo de rotação, conforme mostra a figura 31. O plano Φ , portanto, secciona a bomba na direção axial. Deve-se lembrar que dois

pistões nunca estarão ao mesmo tempo no plano Φ , em virtude do número ímpar de pistões.

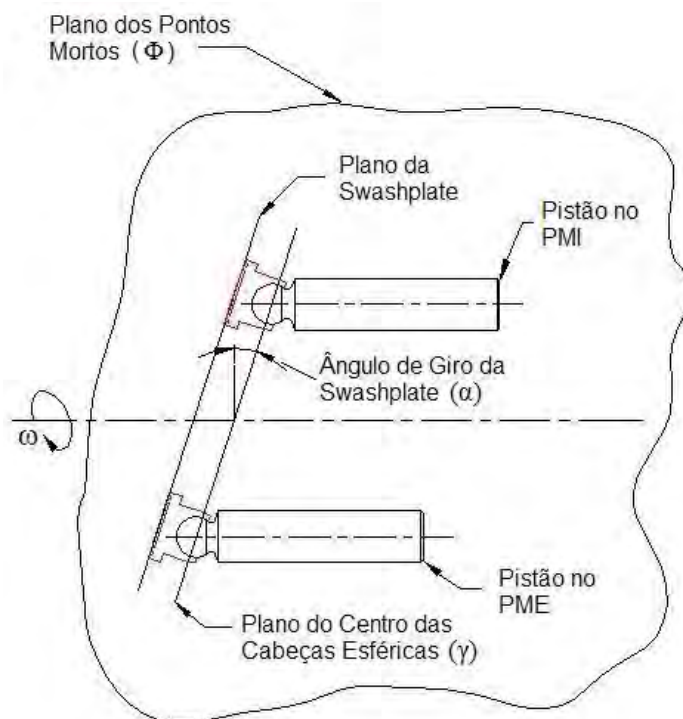


Figura 31 – Plano dos Pontos Mortos e Plano do Centro das Cabeças Esféricas.

Observando a figura 31 verifica-se a existência de um novo plano que contém o centro das cabeças esféricas (γ), para qualquer valor do ângulo de giro da swashplate (α). Este plano tem duas importantes propriedades: é sempre paralelo ao plano da swashplate e perpendicular ao plano dos pontos mortos (Φ).

A figura 32 mostra o plano da swashplate perpendicular ao eixo de rotação da máquina ($\alpha = 0^\circ$). Quando isso acontece os pistões girarão juntos com o tambor, não existindo um movimento relativo entre os pistões e o tambor, ou seja, os pistões terão curso zero. Neste caso, a swashplate está na posição de vazão nula.

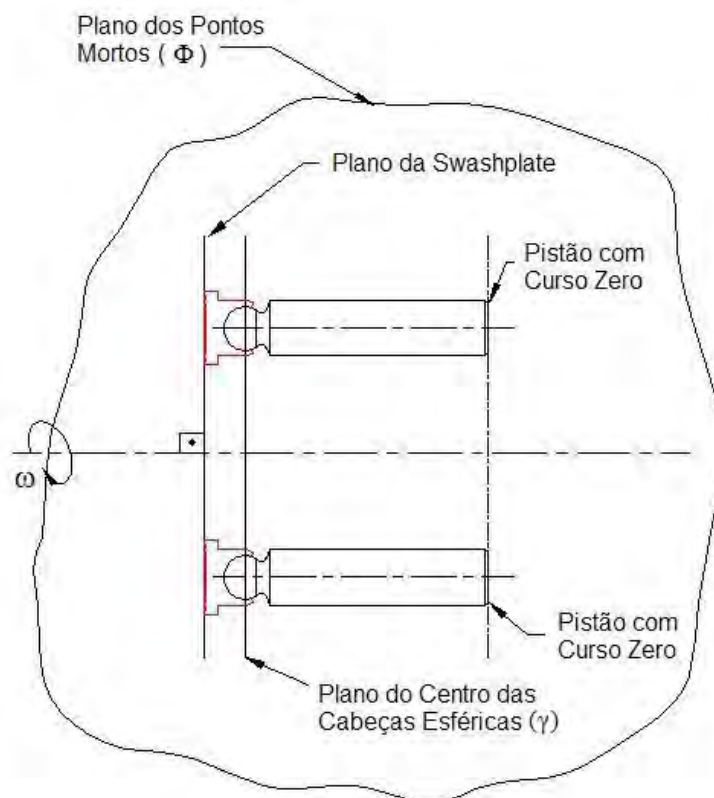


Figura 32 – Swashplate com vazão nula.

3.2 Centro de Giro da Swashplate

O plano do centro das cabeças esféricas (γ) corta a linha de centro do eixo da bomba, dando origem a um ponto denominado de centro de giro da placa swashplate. Ele tem importância no cálculo do curso dos pistões e é fundamental para a análise do movimento da placa swashplate, conforme mostrado na Figura 33.

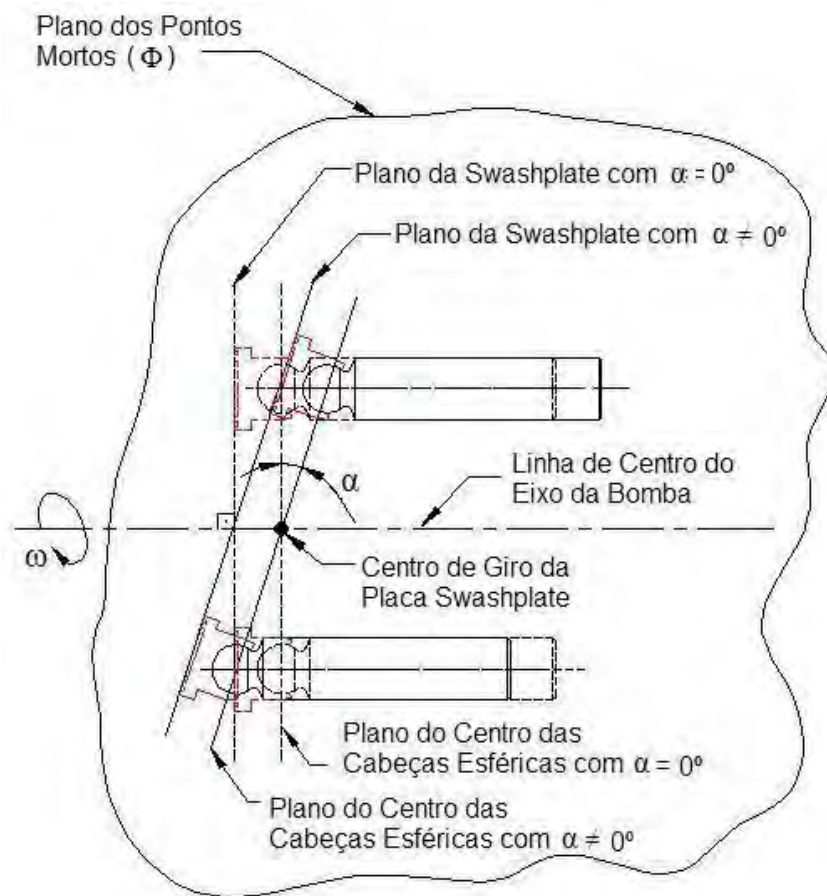


Figura 33 – Centro de Giro da Placa Swashplate.

Deve-se observar que o centro de giro da swashplate não está no seu plano de deslizamento e sim no cruzamento do plano de centro das cabeças esféricas (γ) com a linha de centro do eixo da bomba. Para cada ângulo da placa swashplate (α), o plano de deslizamento intercepta a linha de centro do eixo da máquina em um ponto diferente, como mostrado na figura 34.

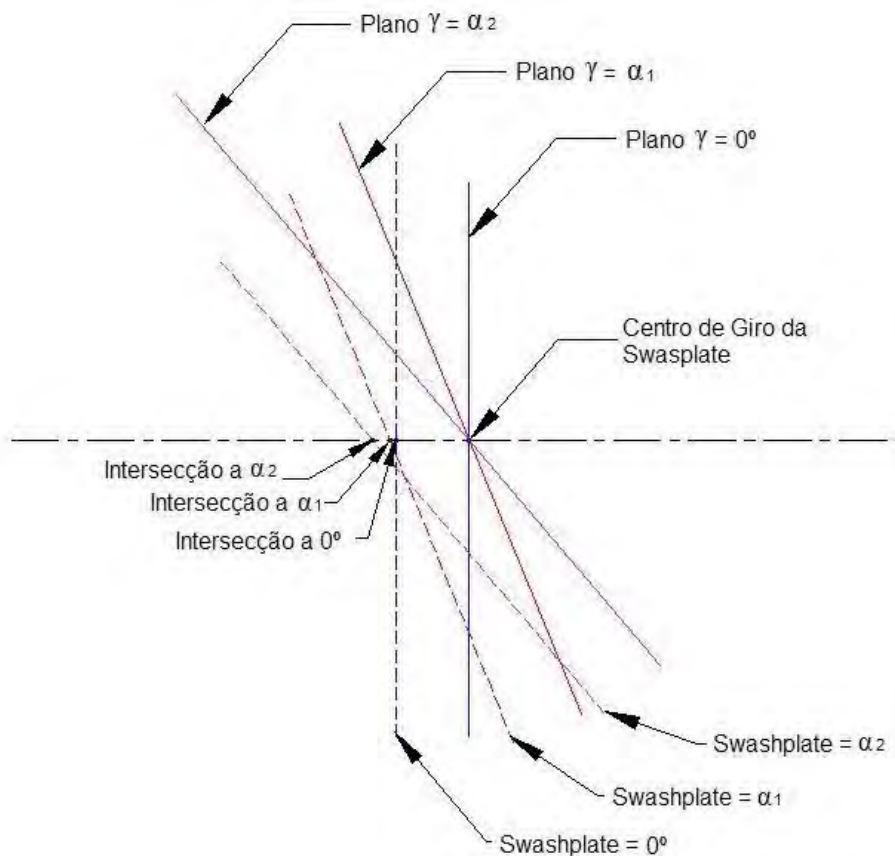


Figura 34 – Detalhe da Swashplate em Relação ao Centro de Giro.

3.3 Curso do Pistão

O curso do pistão para este tipo de máquina é a distância que o pistão percorre dentro do cilindro quando ele se desloca do ponto morto interno (PMI) até o ponto morto externo (PME) ou vice-versa, para um determinado ângulo de inclinação da placa swashplate (α), conforme a Figura 35. Também pode-se dizer que o curso é igual a duas vezes a distância do centro da cabeça esférica do pistão, quando este se encontra na posição PME ou PMI, até o centro de giro da swashplate.

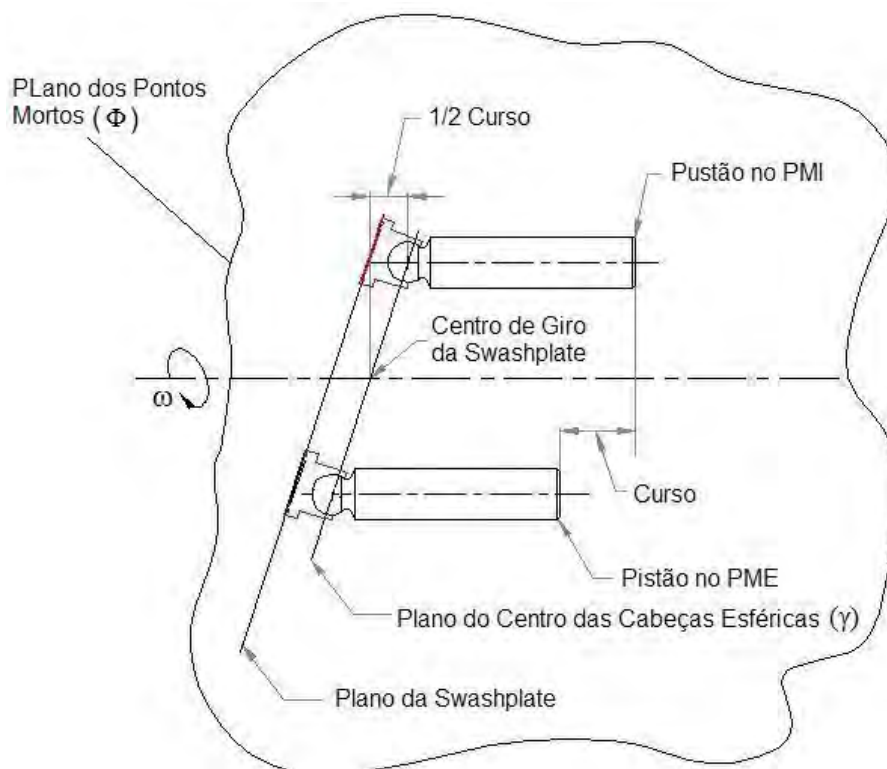


Figura 35 – Curso do Pistão.

O movimento de um ponto do pistão no espaço, ao deslocar-se axialmente de PMI até PME, corresponde ao traçado de metade de uma hélice. Ao deslocar-se, em seguida de PME até PMI, o mesmo ponto descreve uma outra metade de hélice, simétrica à anterior.

3.4 Pórticos de Entrada e Saída

Na Figuras 36 e 37 pode-se observar o pórtico de entrada, ou de saída, do fluido onde a conexão da mangueira é feita através de um flange bipartido. Para receber o flange bipartido existe um furo central maior e quatro furos menores rosqueados. Os dois furos oblongos, simétricos em relação ao plano dos pontos mortos (Φ), estão internamente em comunicação com os dois pórticos de entrada e de saída.

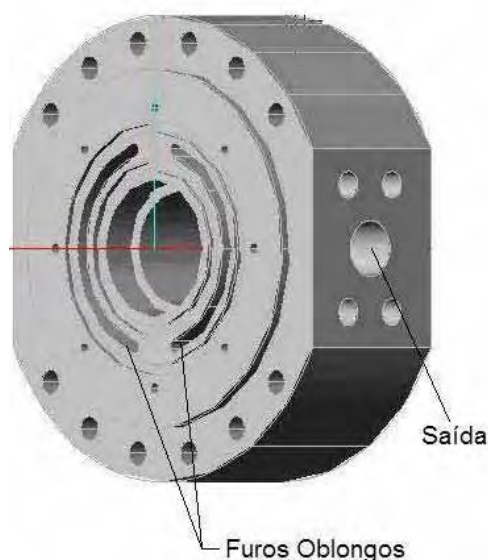


Figura 36 – Pórtico de Saída do Flange Direito.

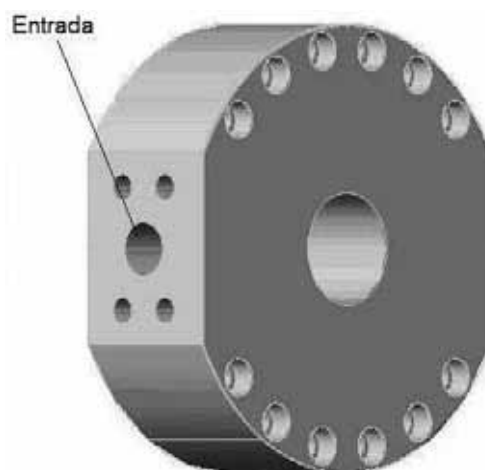


Figura 37 – Pórtico de Entrada do Flange Direito.

Próximo ao furo central (furo de entrada e saída do fluído) existem quatro furos menores. Estes furos são rosqueados e utilizados para a conexão da mangueira hidráulica, por intermédio de um flange bipartido.

Na figura 38 o duto da direita é o da entrada pois é a região que está em contato com o cilindro quando o pistão vai do ponto morto interno (PMI) até o ponto morto externo (PME). Nesta condição é gerada uma pressão negativa dentro do cilindro o que faz com que o fluido seja forçado para dentro do cilindro.

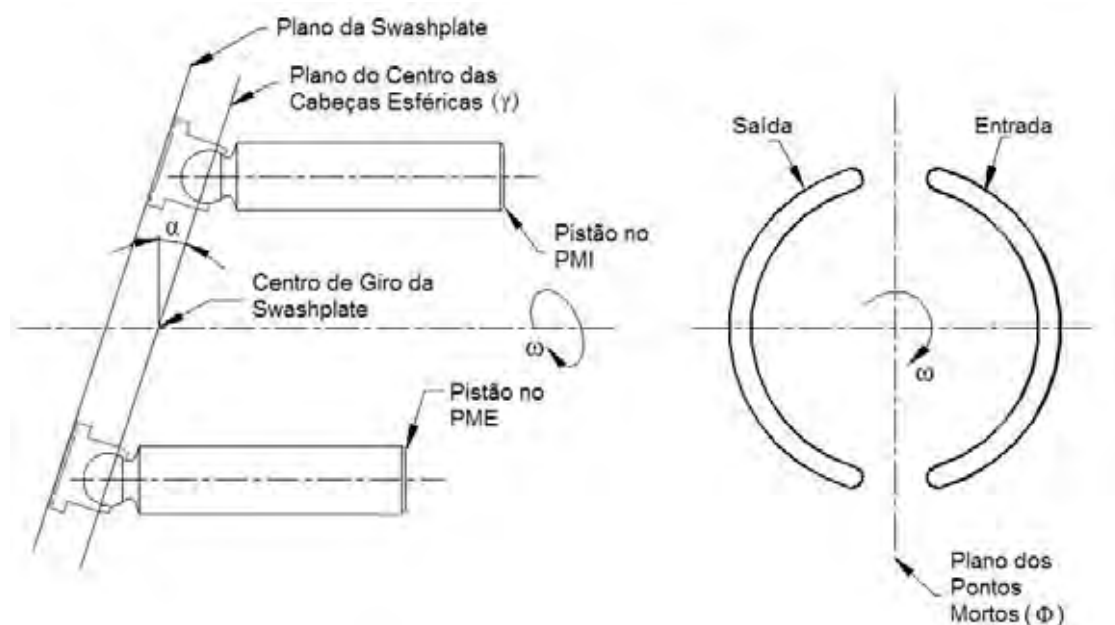


Figura 38- Pórticos de entrada e saída para um ângulo (α) de inclinação da placa swashplate.

Se a rotação for mantida no mesmo sentido daquela da figura 38, mas se o ângulo α for invertido em relação à posição zero grau, as aberturas de entrada e saída serão invertidas, conforme mostrado na figura 39.

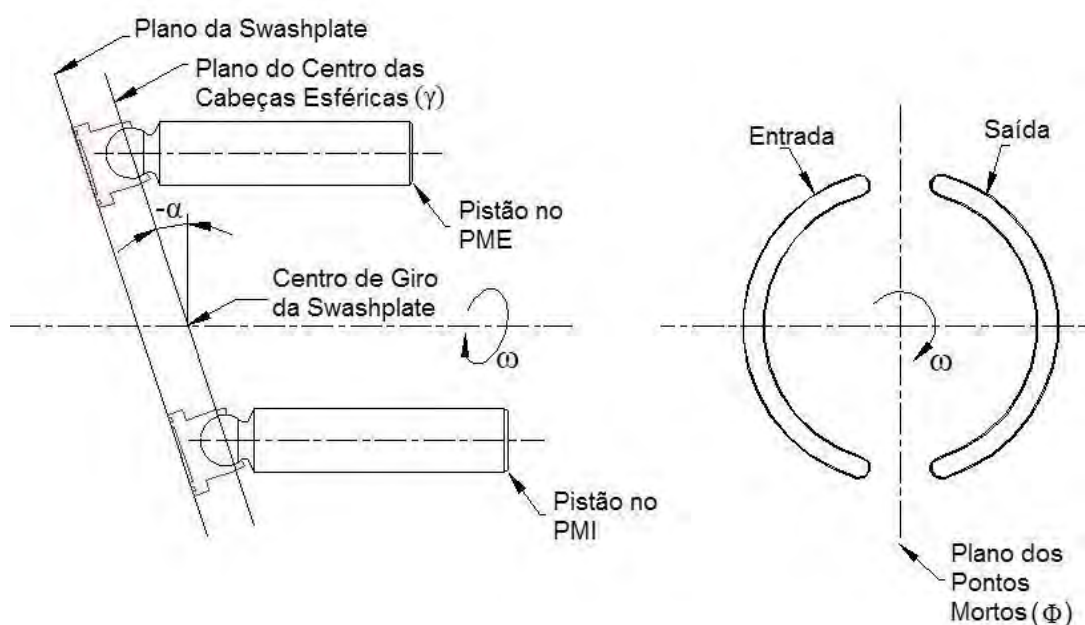


Figura 39 - Pórticos de Entrada e Saída Para um Ângulo Negativo ($-\alpha$) de Inclinação da Placa Swashplate.

3.5 Mancal Hidrostático

O mancal do pistão é classificado como um mancal hidrostático composto por uma rótula e uma base plana onde fica uma câmara de contrapressão, alimentada pelo próprio fluido da máquina. Na base do pistão que desliza sobre um filme de óleo sobre a placa de deslizamento da swashplate há uma câmara para equilibrar a força do pistão constituindo de um mancal hidrostático-dinâmico. A parte hidrostática é constituída pela câmara que está em comunicação com o fluido do lado do pistão através de um canal. A parte dinâmica da sustentação é criada pelo deslocamento do mancal sob a swashplate para uma determinada velocidade.

A Câmara do mancal fica pressurizada a cada meia volta. A frequência da variação desta pressão gerará nas paredes laterais da câmara uma tensão alternada que provocará fadiga no material. A figura 40 mostra o conjunto quando o pistão está na posição PMI.

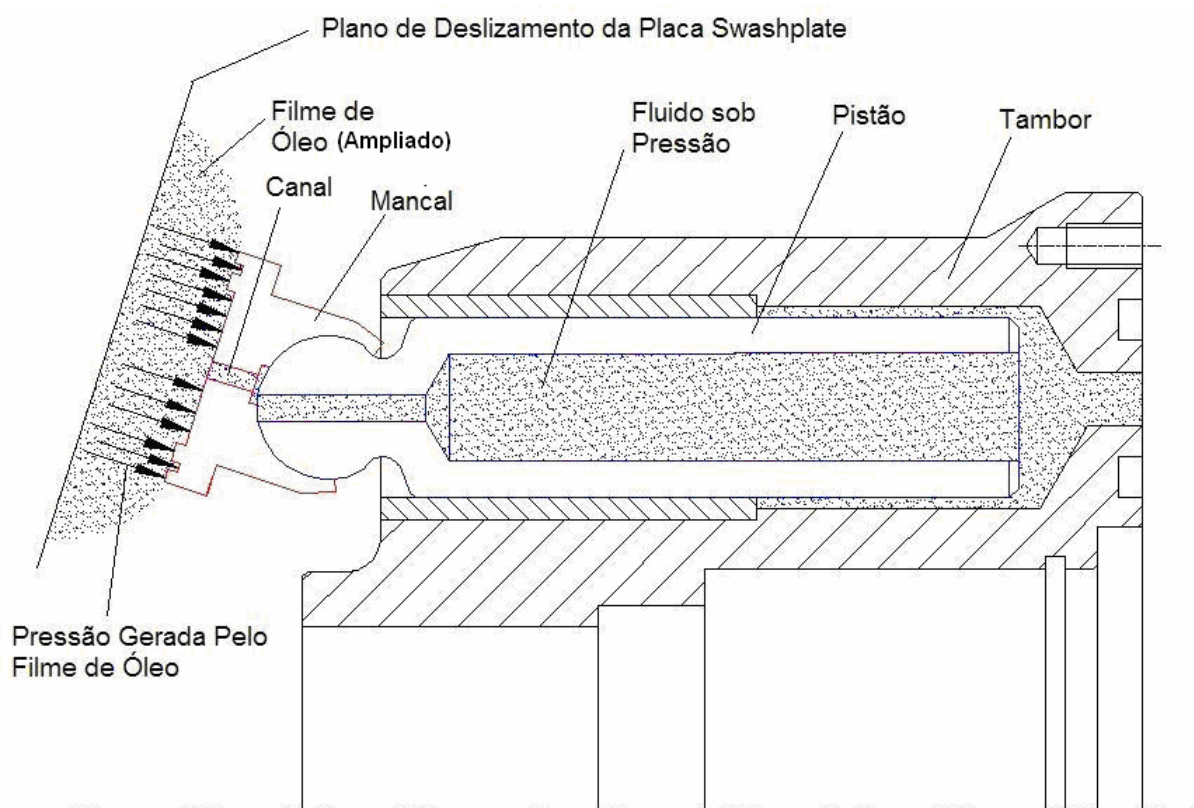


Figura 40 – Mancal Hidrostático com o Pistão no PMI.

Para que o mecanismo funcione, a base do mancal hidrostático deverá estar inclinada de um determinado ângulo α , sempre paralela à pista de deslizamento da swashplate. Para que isto seja possível durante a sucção é acrescentado um novo elemento a este conjunto, denominado de placa de retenção dos mancais (FIGURA 41). Esta placa gira sempre junto com os mancais dos pistões e possui tantos furos quanto forem os pistões.

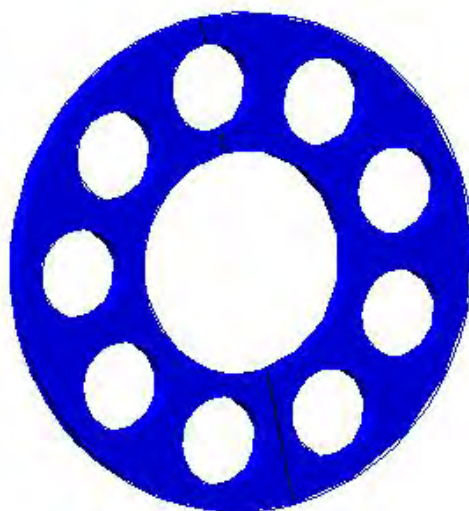


Figura 41 - Placa de Retenção dos Mancais.

3.5.1 Lugar geométrico do centro dos mancais

Para entender o que acontece com os mancais do pistão e a placa de retenção pode-se analisar o lugar geométrico dos centros dos mancais para qualquer valor de α , em relação ao plano da placa de deslizamento.

Quando o ângulo de inclinação da swashplate (α) é zero, a trajetória descrita pelos mancais sobre a pista de deslizamento é uma circunferência, como mostrado na figura 42.

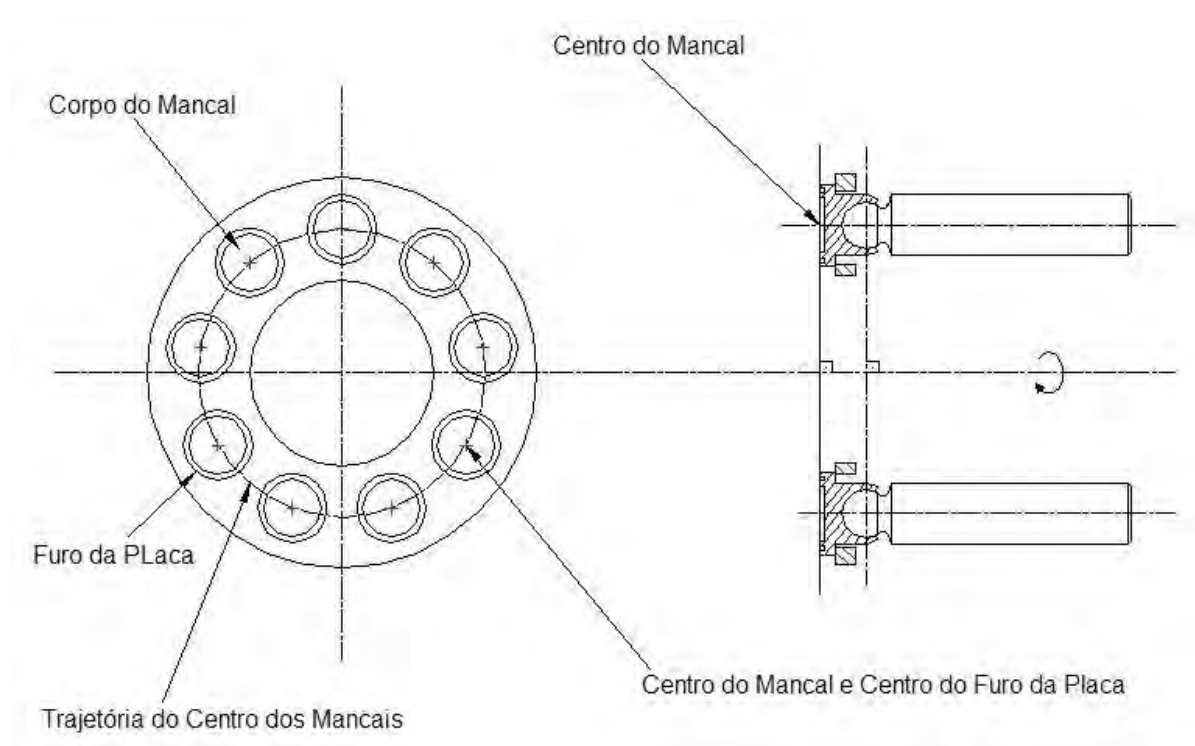


Figura 42 - Posição Relativa Entre o Corpo do Mancal e os Furos da Placa de Retenção Para $\alpha = 0$.

Por outro lado, se a swashplate estiver inclinada de um determinado ângulo α , o lugar geométrico do centro dos mancais, isto é, a trajetória descrita por estes pontos, passa a ser uma elipse. Pode-se observar na figura 42 que o centro do furo e do corpo do mancal coincide, porém quando a swashplate se inclina, esses centros passam a se localizar em pontos diferentes, conforme mostrado na figura 43.

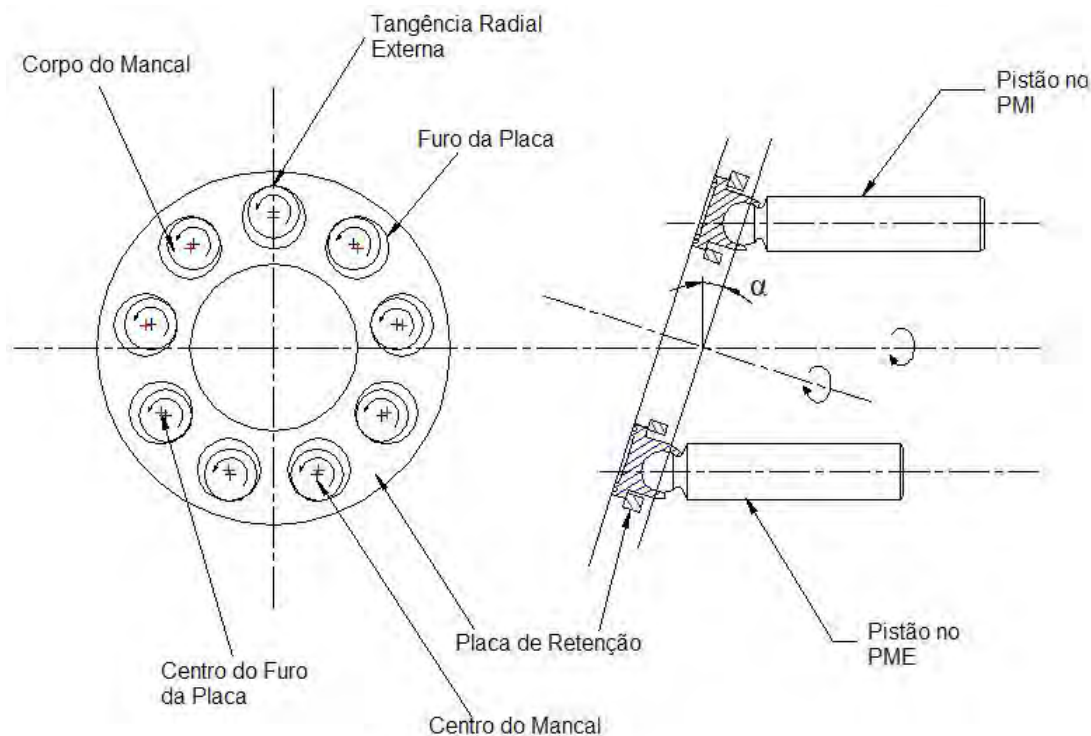


Figura 43 - Posição Relativa Entre o Corpo do Mancal e os Furos da Placa de Retenção para $\alpha \neq 0$.

Para entender a autocentragem da placa de retenção pelos mancais, analisaremos a posição da placa para $\alpha = 0$ e $\alpha \neq 0$. Na posição zero grau, os corpos cilíndricos tangenciam os furos da placa exatamente na direção radial interna do furo, ficando claro que a placa está centrada, pois todos os corpos dos mancais tangenciam os furos da placa de retenção internamente. Por outro lado, se a swashplate é inclinada de um ângulo $\alpha \neq 0$, os corpos cilíndricos dos mancais tangenciam internamente os furos da placa de retenção dos mancais na direção radial, sempre que os mancais passarem pela posição intermediária entre os pontos mortos, e tangenciam o furo da placa de retenção na direção radial externa sempre que os mancais passarem pelos pontos mortos (PMI ou PME). Os mancais que estiverem nas posições intermediárias também estarão entre posição de tangência interna e externa dos furos da placa de retenção, como mostra a figura 43

Com isso, conclui-se que a trajetória descrita pelos centros dos mancais quando $\alpha=0$ é uma circunferência e quando a placa de retenção está inclinada de um

determinado ângulo α , a trajetória descrita passa a ser uma elipse, conforme indica a figura 44.

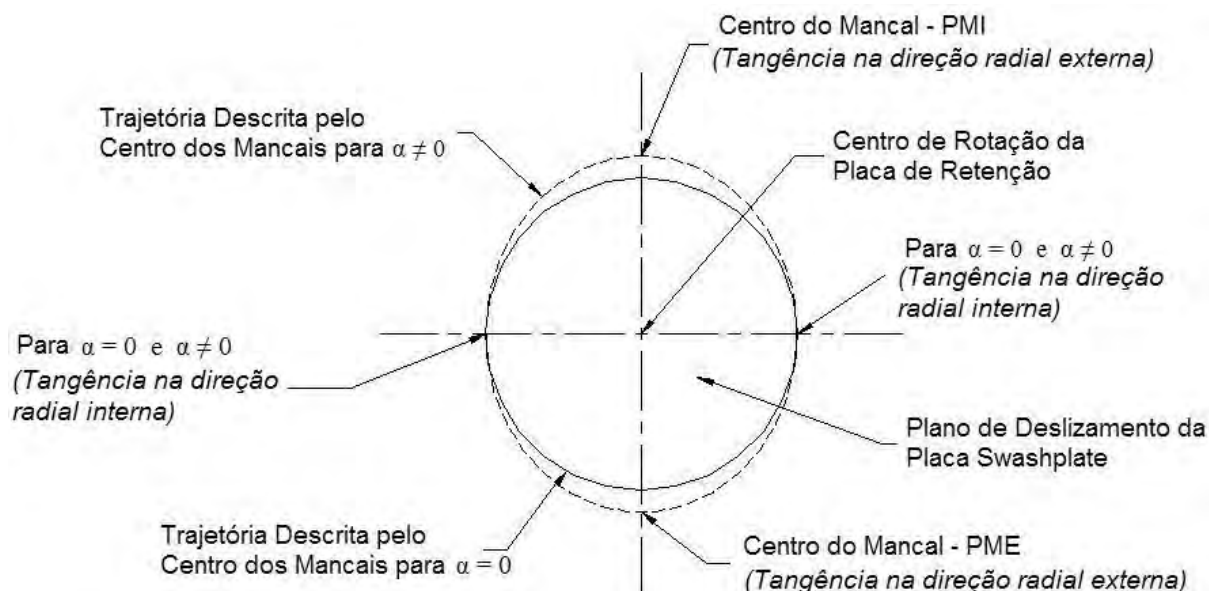


Figura 44 - Trajetória Descrita Pelo Centro dos Mancais no Plano de Deslizamento da Swashplate.

Observando uma marca de referência colocada no furo da placa, verifica-se que o corpo do cilindro tangencia o furo em uma volta completa quando o eixo da máquina girar meia volta.

3.6 Torque no Eixo da Bomba

Quando o pistão vai do ponto morto interno (PMI) até o ponto morto externo (PME), o fluido é forçado sob pressão (P) na face do pistão. A força produzida pela pressão do fluido sobre o pistão é denominada de F_p , podendo ser decomposta, conforme mostrado na figura 45, em uma força normal F_n , perpendicular ao plano de deslizamento, e uma a força F_r perpendicular ao eixo do pistão.

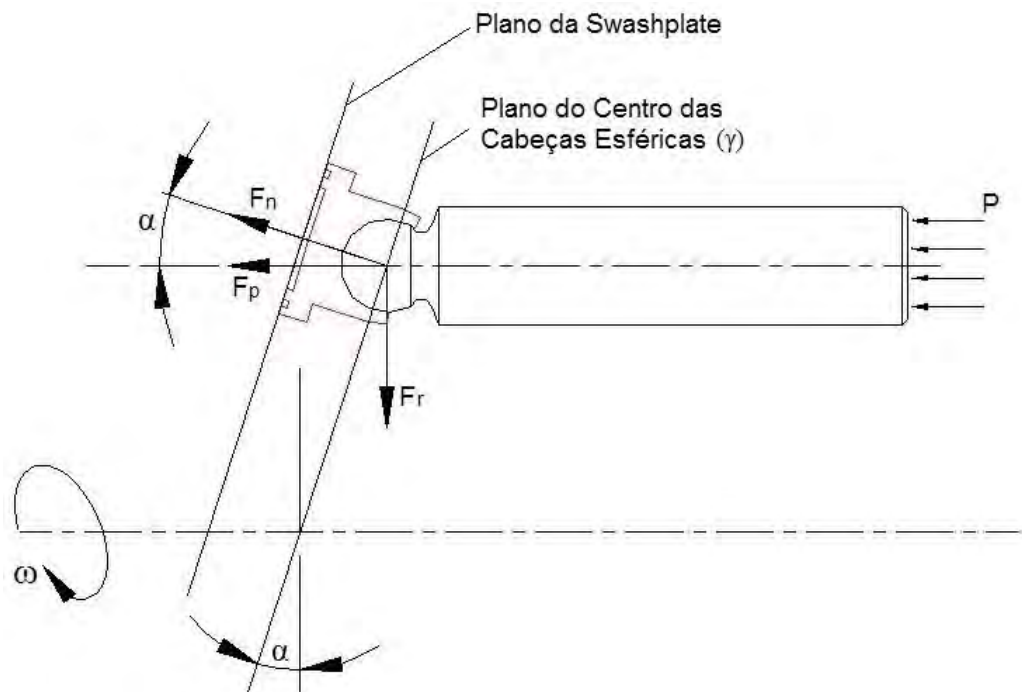


Figura 45 - Componente da Força Atuante no Pistão.

O torque gerado no eixo da máquina swashplate é devido às componentes das forças F_r aplicada nos centros das cabeças esféricas dos pistões.

Cada pistão contribui com a mesma componente (F_r) embora em distâncias diferentes do eixo gerando individualmente torques diferentes a cada instante. Entretanto, o torque resultante da ação dessas forças F_r gerará um torque resultante praticamente constante para cada pressão do sistema e independente, até certo ponto, da velocidade angular do eixo.

Analisando a figura 46 observa-se que num semi-ciclo os pistões gerarão torque num sentido e no outro semi-ciclo o torque será contrário. Mas o torque principal de uma bomba swashplate é o torque gerado pelo lado da ejeção do fluido, pois seus valores são muitos superiores ao torque gerado pelo lado da sucção.

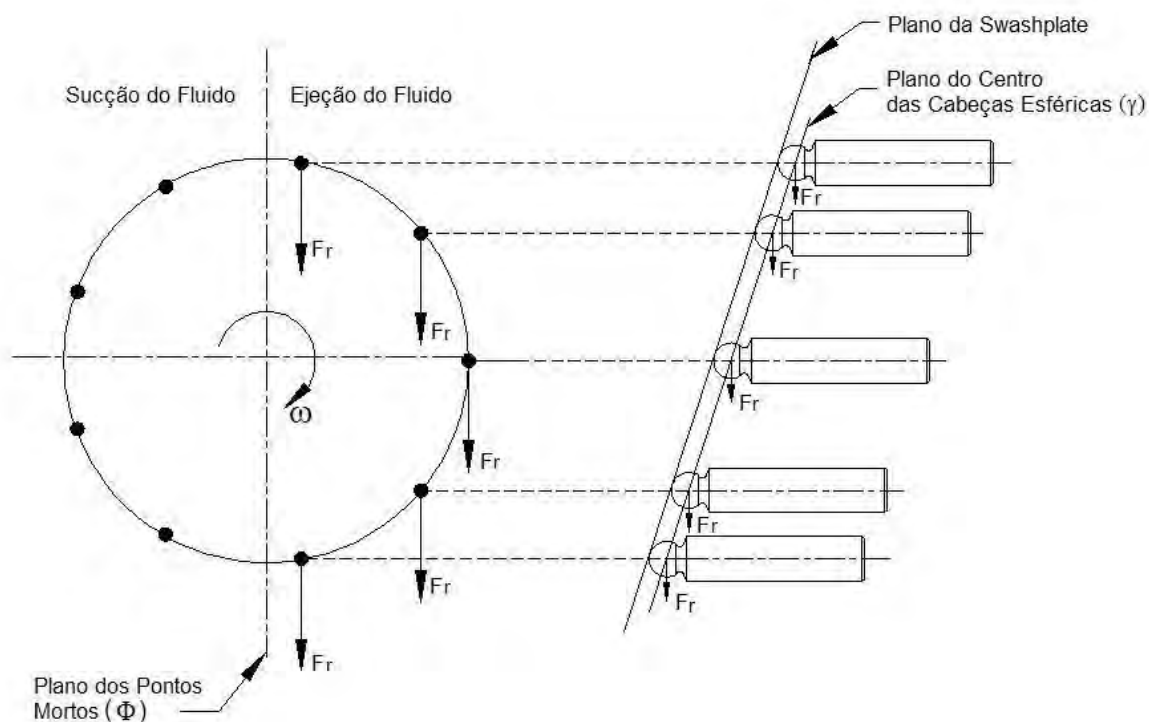


Figura 46 - Posição Relativa das Forças F_r .

Todas as componentes F_r podem ser substituída por uma única força equivalente, pois elas são paralelas ao plano dos pontos mortos Φ . Essa força equivalente é dada pela soma algébrica de todas F_r , aplicada no centro de giro da swashplate.

3.7 Placa Swashplate

Este componente mecânico da figura 47 é o responsável pelo movimento alternado dos pistões no interior do cilindro. Ele está apoiado nas extremidades por dois mancais de rolamento. O mecanismo de giro da placa swashplate é composto por um cilindro, um pistão e um servomecanismo alimentado por uma bomba de engrenagens acoplada à bomba swashplate. O ângulo de inclinação é controlado pelo servo mecanismo que consiste numa válvula direcional, que controla o movimento de inclinação da placa swashplate.

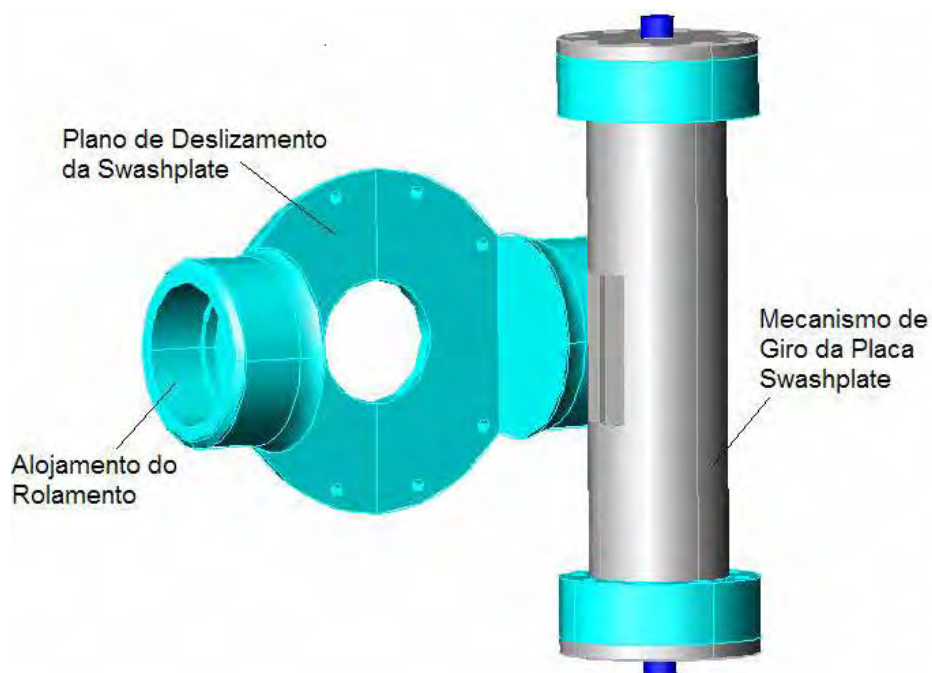


Figura 47- Desenho da Placa Swashplate e o Mecanismo de Giro Swashplate.

3.8 Conexão entre a Bomba Swashplate e o Motor

Finalmente, para que essa bomba possa ser acoplada mecanicamente à uma outra máquina, no caso um motor, é utilizado um flange padronizado, conforme mostrado na figura 48.

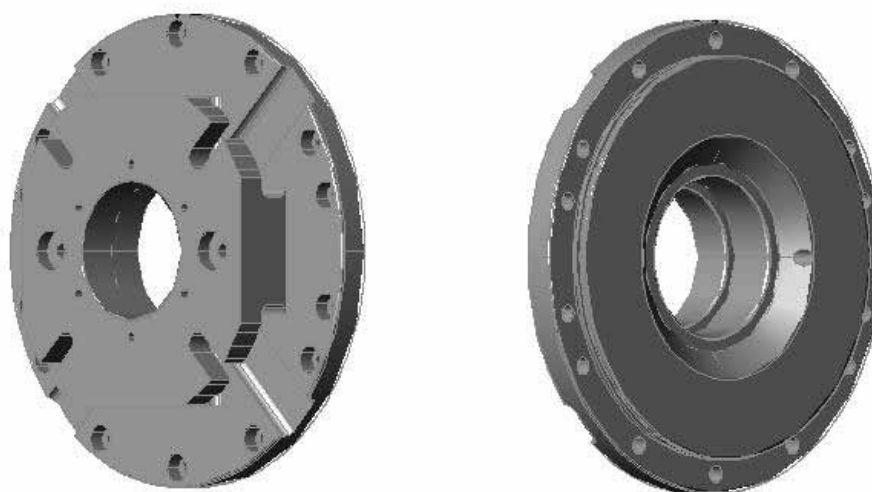


Figura 48 - Flange Para o Acoplamento da Bomba no Motor.

CAPÍTULO 4 - DESENVOLVIMENTO DO PROJETO CONCEITUAL

O dimensionamento desta máquina hidrostática swashplate de vazão variável segue basicamente o roteiro proposto por Zangrandi (1993). Estes parâmetros são elementos fundamentais para a elaboração do desenho de conjunto deste equipamento. Algumas equações apresentadas neste trabalho foram utilizadas sem a sua respectiva dedução, pois este desenvolvimento já foi realizado no trabalho desenvolvido por Zangrandi (1993).

Os componentes analisados e dimensionados neste trabalho estão mostrados na figura 49.

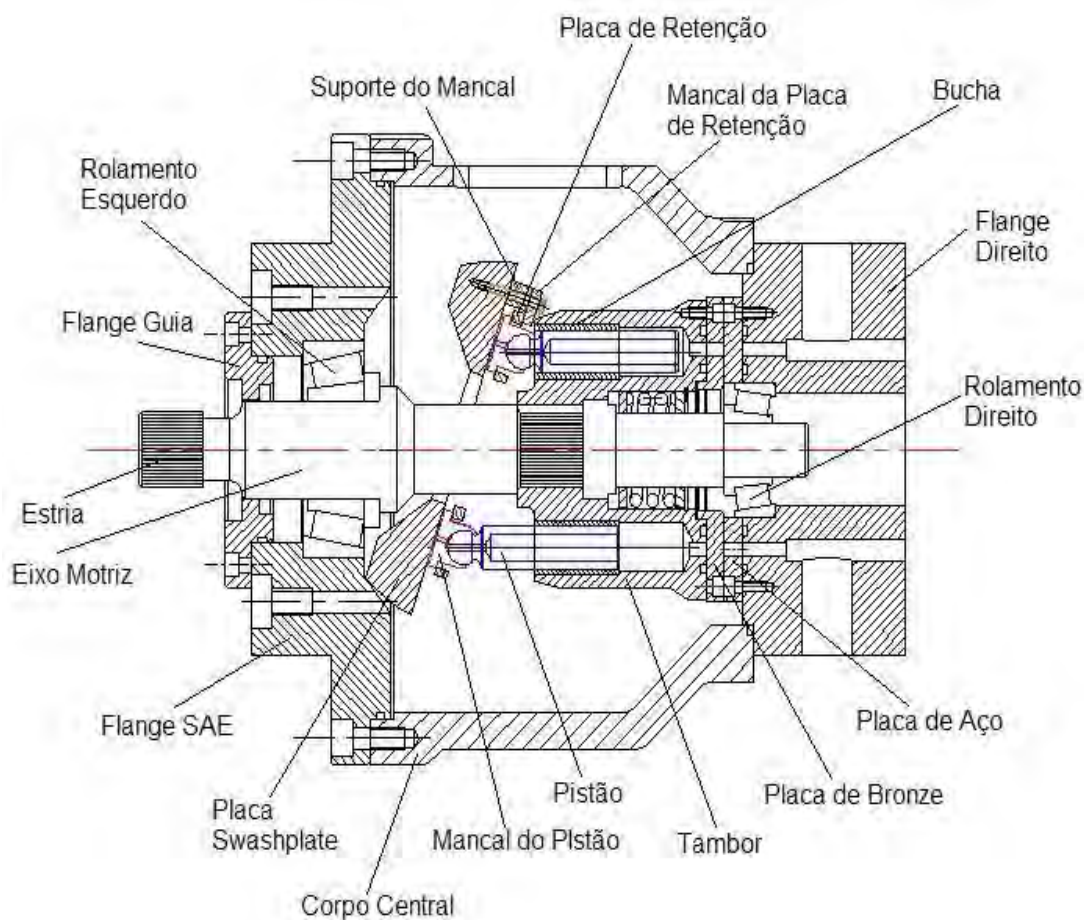


Figura 49 – Bomba Swashplate de Vazão Variável em Corte.

4.1 Raio de Giro do Pistão

O raio de giro do pistão é a distância radial “d” da linha de centro do eixo da bomba até a linha de centro do pistão, ou do cilindro, conforme mostra a figura 50.

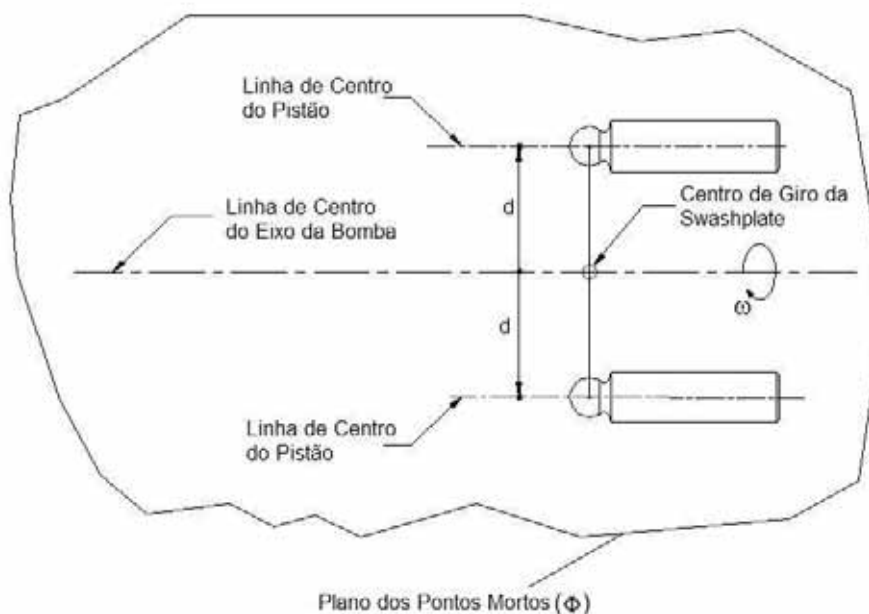


Figura 50 – Raio de Giro do Pistão.

Para a determinação do raio de giro o pistão utiliza-se o gráfico vazão nominal (Q_d) x raio de giro do pistão (d) desenvolvido por Zangrandi (1993), conforme apresentado na Figura 51. O valor do raio de giro do pistão é um valor aproximado, pois o seu valor é obtido por intermédio de um gráfico. Entretanto, o erro cometido na obtenção do raio de giro do pistão não é significativo para o desenvolvimento do trabalho. Deve-se observar que as unidades utilizadas são aquelas normalmente usadas no dimensionamento de máquinas hidráulicas.

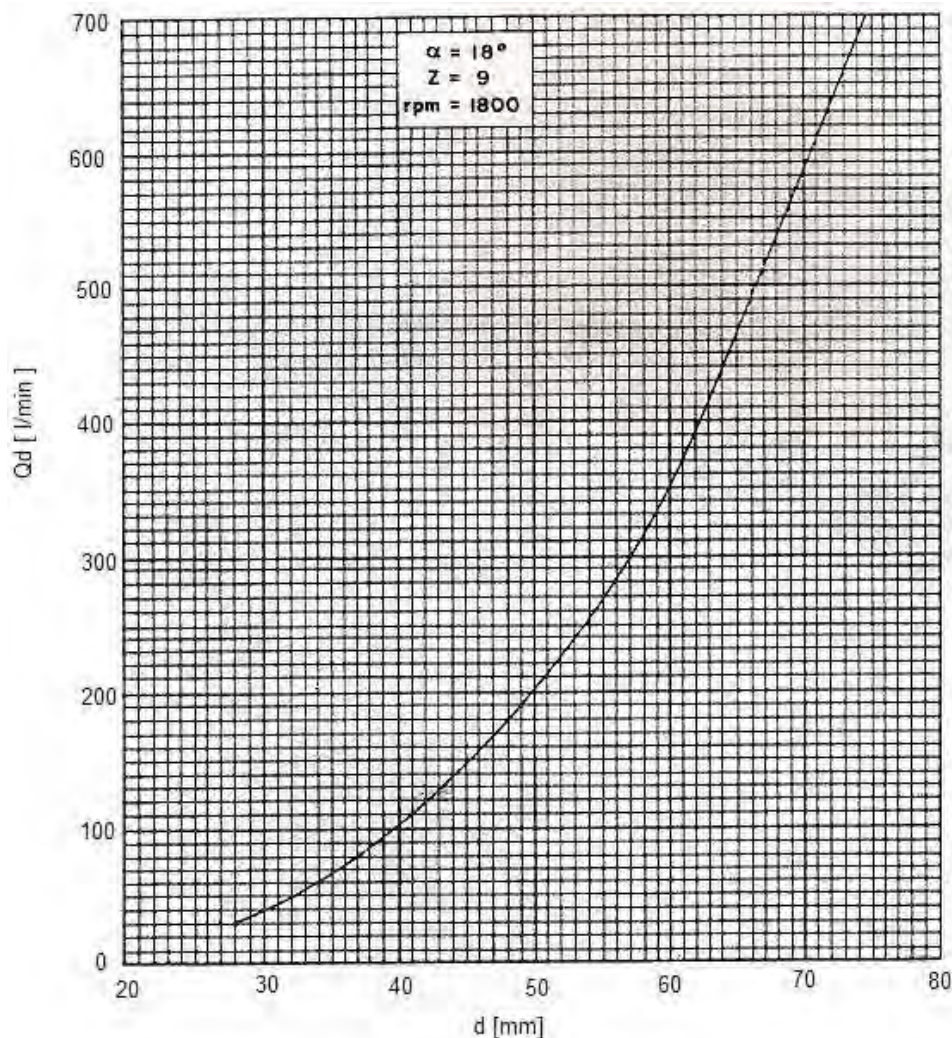


Figura 51 - Gráfico Vazão Nominal (Q_d) x Raio de Giro do Pistão (d).

Como os principais motores (elétricos, diesel, etc.) que fornecem energia mecânica para a bomba swashplate giram em torno de 1800 rpm, estabeleceremos esta rotação para o desenvolvimento deste projeto.

4.2 Ângulo Máximo de Inclinação da Placa Swashplate

Devido a limitação dos mecanismos utilizados na bomba hidrostática de pistões axiais tipo swashplate, o ângulo máximo de giro da placa swashplate ($\alpha_{\max}$) é de 18° [THOMA, 1970].

Este valor foi comprovado por uma análise virtual dos mecanismos que compõem a bomba swashplate, conforme mostrado na figura 52.

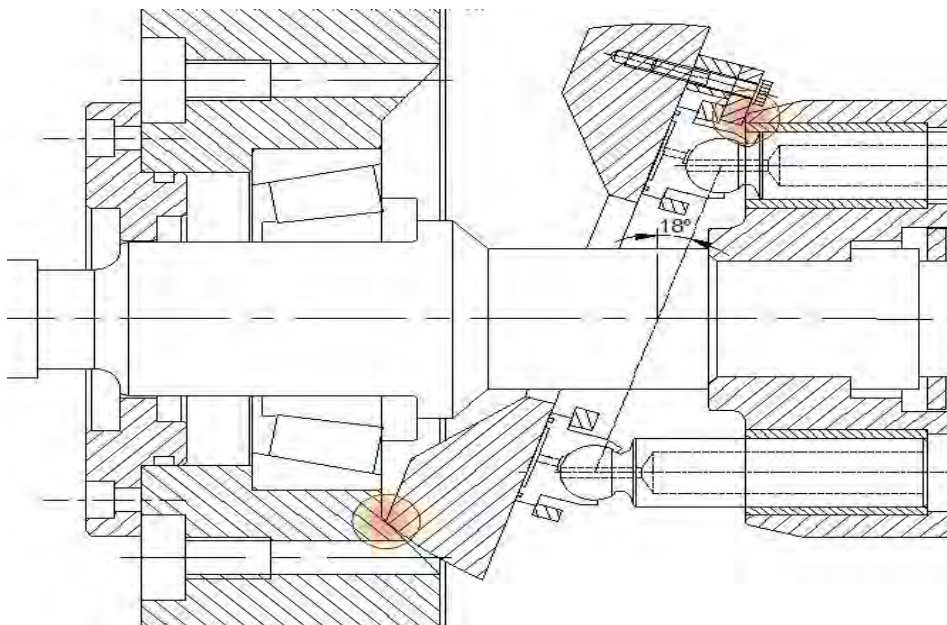


Figura 52 – Análise de Colisão Entre os Mecanismos.

4.3 Número de Pistões

A fim de reduzir a variação do fluxo de saída do fluido é comum o uso de vários pistões igualmente espaçados. Isto é muito eficiente especialmente com um número ímpar de pistões, pois o fluxo dos cilindros se torna mais regular. Para um número de pistões, o grau de irregularidade pode ser determinado de forma aproximada por [THOMA, 1970]:

$$\Omega = 1 - \cos \frac{180^\circ}{z_{pi}} \quad \text{para número par de pistões} \quad (1)$$

$$\Omega = 1 - \cos \frac{90^\circ}{z_{pi}} \quad \text{para número ímpar de pistões} \quad (2)$$

Onde:

Ω = Variação do fluxo de saída do fluido.

Z_{pi} = Número de Pistões

Essas relações são mais bem visualizadas por meio da tabela 2.

Tabela 2 – Variação do Fluxo em Função do Número de Pistões.

Número de Pistões (Z_{pi})	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Φ [%]	100		13,4		4,9		2,5		1,5		1,0
		100		29,3		13,5		7,6		4,9	

Verifica-se que a irregularidade para um número par de pistões é relativamente maior que para um número ímpar. Em vista disso, as bombas são normalmente produzidas com um número ímpar de pistões.

Aumentando o número de pistões há a vantagem de diminuir a flutuação, mas em contrapartida, o curso dos pistões fica grande quando comparado com seu diâmetro, o que diminui a resistência do pistão além de aumentar os custos de produção. A escolha que melhor atende as condições acima são 5, 7, 9 ou 11 pistões.

4.4 Curso do Pistão

A partir do triângulo formado pelo centro de giro da swashplate e duas posições da cabeça esférica do pistão, determina-se o curso dos pistões da máquina hidrostática, conforme Figura 53. O cateto menor do triângulo retângulo é formado pela posição do centro da cabeça esférica nas posições $\alpha = 0^\circ$ e $\alpha = 18^\circ$, ao passo que o cateto maior

corresponde o raio de giro do pistão (d). O cateto menor corresponde ainda à metade do curso do pistão.

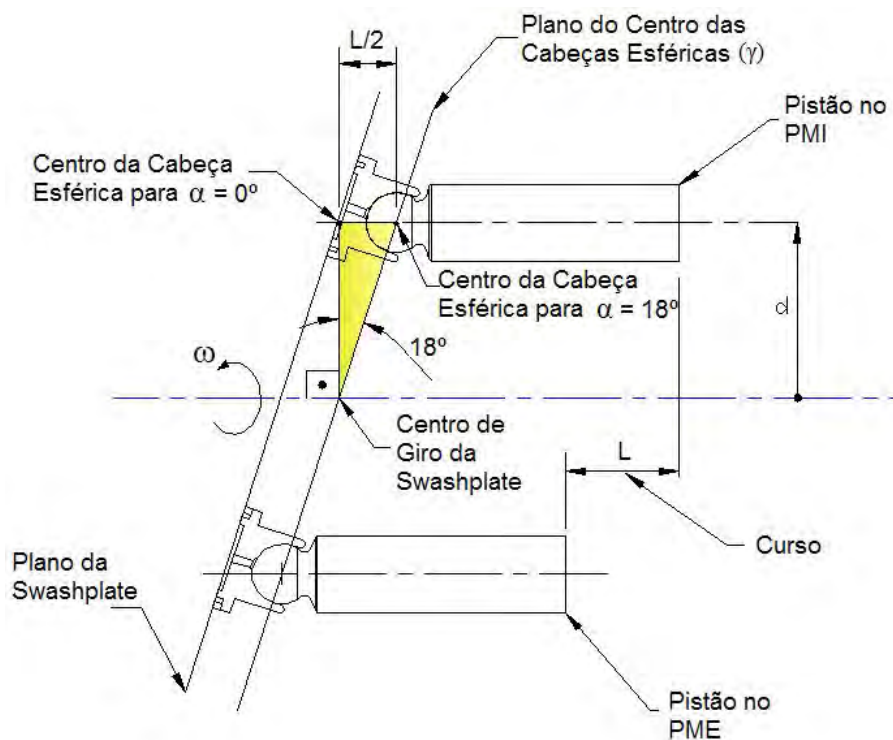


Figura 53 – Curso do Pistão.

Da figura 53, tem-se:

$$\operatorname{tg} 18^\circ = \frac{L/2}{d} \quad (3)$$

$$L = 0,650 d \quad (4)$$

4.5 Diâmetro do Corpo Pistão

A vazão fornecida por uma bomba de pistões é dado por:

$$Q_d = V l_{dest.} \times \text{rotação} \quad (5)$$

$$Q_d = (A_p \times L) \times \text{rotação}$$

$$Q_d = \left(\frac{\pi}{4} \times (d_p)^2 \right) \times (0,650 \times d) \times Z_{pi} \times \text{rot.}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 Q_d}{(0,650 \times d) \times Z_{pi} \times \text{rot.} \times \pi}} \quad (6)$$

Onde:

Q_d : Vazão nominal

$Vl_{desl.}$ = Volume de líquido deslocado

A_p : Área do pistão

L : Curso do pistão

rot. : Rotação da bomba

d_p : Diâmetro do corpo do pistão

d : Raio de giro da bomba

Z_{pi} : Número de Pistões

4.6 Mancal do Pistão

A superfícies da base do mancal do pistão e do plano de deslizamento da placa swashplate estão animadas de movimento relativo, dando origem às forças de atrito, que se opõem a esses movimentos.

O atrito produz calor, aquecendo as peças da máquina que ficarão cada vez mais quentes até ocasionar a paralisação do mecanismo, em virtude de uma dilatação acentuada ou mesmo a fusão das peças superaquecidas. Portanto, vê-se que é da maior importância reduzir ao mínimo o atrito metálico a fim de minorar a geração de calor e também diminuir o desgaste das peças. Isso se consegue pela interposição de um

fluido adequado entre as superfícies, chamado lubrificante, que impede o contato direto dessas partes. Além de impedir o contato direto das duas superfícies em movimento relativo, o lubrificante ainda tem a função de: (a) dissipar o calor gerado; (b) proteger as superfícies contra a corrosão; (c) remover partículas provenientes do desgaste das peças.

A base do mancal do pistão é constituída de um anel circular fechado, de pequena altura, constituindo um tubo de parede grossa submetido a pressão oscilante de um valor máximo, diminuindo até a pressão de sucção, conforme mostra a figura 54.

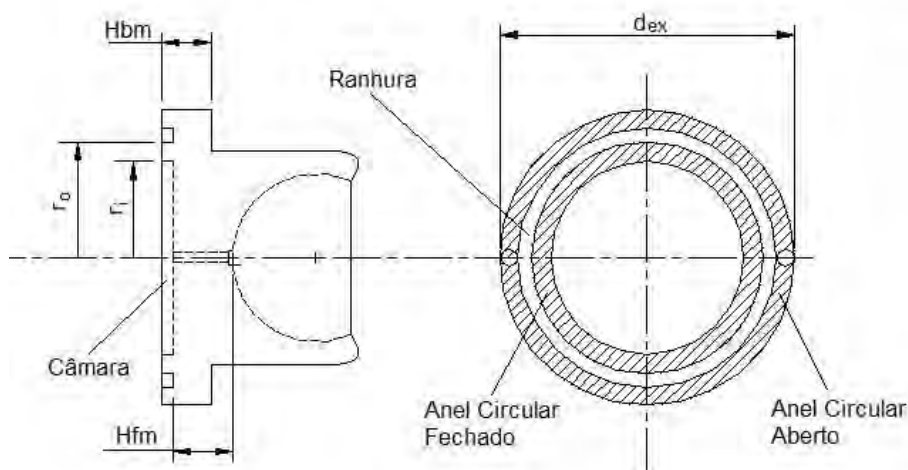


Figura 54 – Mancal do Pistão.

Zangrandi (1993) estabeleceu a seguinte relação entre os raios da câmara de pressão do mancal:

$$\frac{r_i}{r_o} = 0,82 \text{ a } 0,84 \quad (7)$$

Onde:

r_i : Raio interno da câmara de pressão do mancal

r_o : Raio externo da câmara de pressão do mancal.

Através de uma relação entre a área do pistão e a área do anel que circunda a câmara de pressão do mancal do pistão, Thoma (1970) desenvolveu a seguinte equação para determinar o raio externo da câmara de pressão do mancal:

$$r_o = \sqrt{\frac{\beta (d_p)^2 \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}{2 \left(1 - \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right) \cos \alpha}} \quad (8)$$

Onde o coeficiente de balanceamento β varia de 0,92 a 0,96

A força gerada na base do mancal não é igual aquela aplicada pelo pistão, a fim de que o mancal não permaneça instável durante o seu movimento de rotação sobre a placa swashplate. Desta forma, o coeficiente β e a relação r_i/r_o são levados em conta na dedução das equações desenvolvidas a partir da teoria de mecânica dos fluidos.

Como mostrado por Thoma (1970), o anel circular fechado fornece a vedação e o anel circular aberto da base do mancal fornece uma área para transmissão do contato metálico que possa aparecer, reduzindo a possibilidade de estrago do mancal. Este anel externo é interrompido por aberturas para escoamento do fluido aprisionado entre o anel circular fechado e o anel externo.

O mancal do pistão, como mostrado por Hooke (1988) não desliza perfeitamente paralelo ao plano da swashplate, devido a ação das forças centrífugas, atrito e velocidade do mancal. Desta forma uma vazão de fluido da câmara para a ranhura não pode ser considerada uma constante. As dimensões do mancal se baseiam numa análise média dos fenômenos. Levando em consideração o mecanismo do mancal, o escoamento do fluido pela ranhura sem que seja criada uma grande pressão, e os efeitos variáveis que nele aparecem, Zangrandi (1993) desenvolveu a seguinte equação relacionando as dimensões do anel da câmara e do diâmetro externo da base do mancal (FIGURA 54).

$$d_{ex} = (1,23 \text{ a } 1,27) 2 r_o \quad (9)$$

O mancal do pistão, conforme mostrado por Thoma (1970), suporta além dos esforços provenientes da carga da pressão do fluido atuando no pistão, os momentos produzidos pela força centrífuga e pela força de atrito gerada entre o mancal e a cabeça

esférica. Estes momentos têm grande influência no desempenho do mancal do pistão, alterando a folga existente entre a base do mancal e o plano de deslizamento e a vazão do fluido da câmara. O primeiro destes momentos, o momento centrífugo, aparece porque o centro de gravidade do mancal não coincide com o centro da cabeça esférica do pistão. Ele inclina o mancal de tal modo que a folga mínima ocorre no lado de dentro da pista de deslizamento. O segundo momento aparece devido ao atrito entre a cabeça esférica do pistão e mancal, e ao atrito entre o pistão e o cilindro.

Levando em consideração a importância destes momentos no desempenho das máquinas de pistões axiais tipo swashplate, deve-se combinar este fenômeno com as possibilidades de projeto, para minimizá-los. Desta forma, Zangrandi (1993) estabeleceu a partir da análise das tensões geradas no mancal do pistão os seguintes valores para a espessura da base do mancal (H_{bm}) e para o comprimento do canal de passagem do fluido (H_{fm}) (FIGURA 54), em função da vazão nominal da bomba (Q_d), conforme indicado na tabela 3.

Tabela 3 – Espessura da base do mancal e comprimento do canal do corpo do mancal.

Vazão Nominal (Q_d) [l/min]	H_{bm} [mm]	H_{fm} [mm]
30 – 40	3,5	5,0
50 – 90	4,0	5,5
100 – 130	4,5	6,5
140 – 170	5,0	7
180 – 220	5,5	7,5
220 – 300	6	8,5
320 – 400	7	10
420 – 500	8	11
520 – 600	9	12,5
620 – 700	10	14

4.7 Fator de Compactação da Bomba

O fator de compactação da bomba é avaliado pelo parâmetro M. Ele mede a distância na direção radial entre as bases de dois mancais adjacentes quando eles estão apoiados no plano da placa swashplate, considerando que a placa está na posição $\alpha = 0^\circ$, conforme mostra a figura 55. Se o valor deste parâmetro for muito pequeno ou negativo, indica uma sobreposição das bases dos mancais. Se por outro lado o valor de M for grande, indica que as dimensões totais da bomba estarão fora do padrão, comparado com as bombas existentes no mercado.

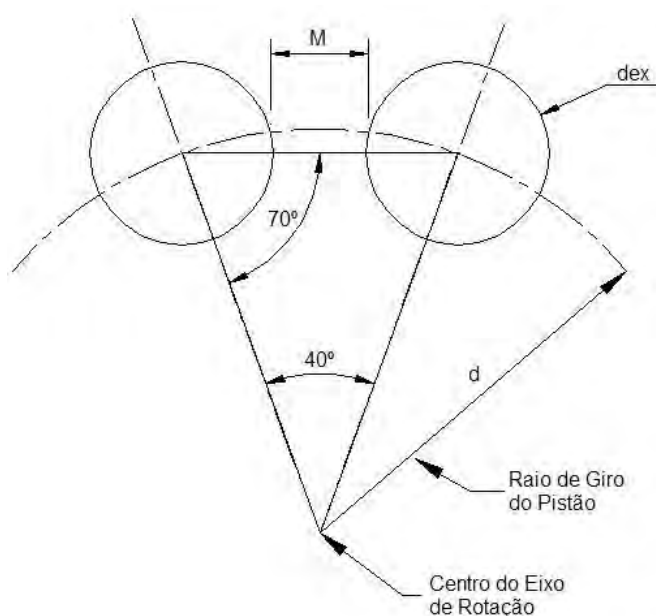


Figura 55 – Fator de Compactação da Bomba.

Utiliza-se também o parâmetro M para verificar se os valores obtidos até esse ponto estão coerentes.

O parâmetro M é dado por:

$$M = 2 \times \left(d \times \cos 70^\circ - \frac{d_{ex}}{2} \right) \quad (10)$$

Segundo Zangrandi (1993), para a obtenção de uma máquina compacta levando em consideração o perfeito funcionamento dos mecanismos, o parâmetro M deve obedecer a seguinte relação:

$$3,0 < M < 5,0 \quad (11)$$

4.8 Parâmetros do Pistão

Conforme mostra a figura 56, o pistão é formado pelos seguintes elementos: cabeça esférica, corpo cilíndrico e pescoço.

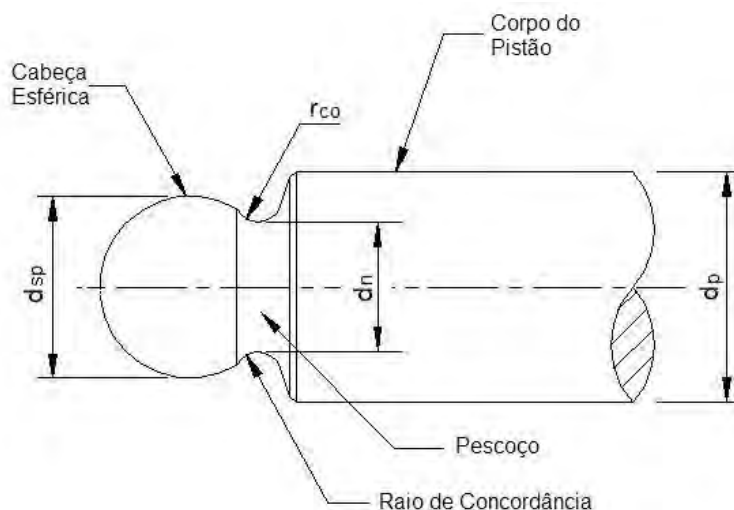


Figura 56 – Parâmetros Geométricos do Pistão.

Para que o mecanismo pistão/mancal do pistão funcione adequadamente, é necessário que o diâmetro da cabeça esférica (d_{sp}) e que o diâmetro do pescoço (d_n) seja menor do que o diâmetro do corpo do pistão (d_p). Para satisfazer as exigências de funcionamento e resistência (concentração de tensões), Zangrandi (1993) estabeleceu as seguintes relações entre os diâmetros do corpo do pistão (d_p) com o diâmetro da cabeça esférica (d_{sp}) e com o diâmetro do pescoço (d_n).

$$\frac{d_p}{d_{sp}} = 1,27 \quad (12)$$

$$\frac{d_p}{d_n} = 1,8 \quad (13)$$

Segundo Zangrandi (1993) o raio de concordância (r_{co}) entre a cabeça esférica e o corpo do pistão é dado por:

$$r_{co} = (0,09 \text{ a } 0,11) \times d_p \quad (14)$$

De acordo com Thoma (1970), a parte do pistão que fica dentro do tambor quando ele se encontra no ponto morto externo (PME) deve ser igual a 1,5 vezes o valor do comprimento do centro da cabeça esférica do pistão até a face do tambor. No entanto, de acordo com um estudo realizado por Zangrandi (1993), este valor pode ser alterado para 1,2 sem comprometer a resistência do pistão, acarretando com isso uma diminuição no comprimento axial da máquina que é muito importante no projeto. Esta distância é denominada l_f , conforme mostrado na Figura 57.

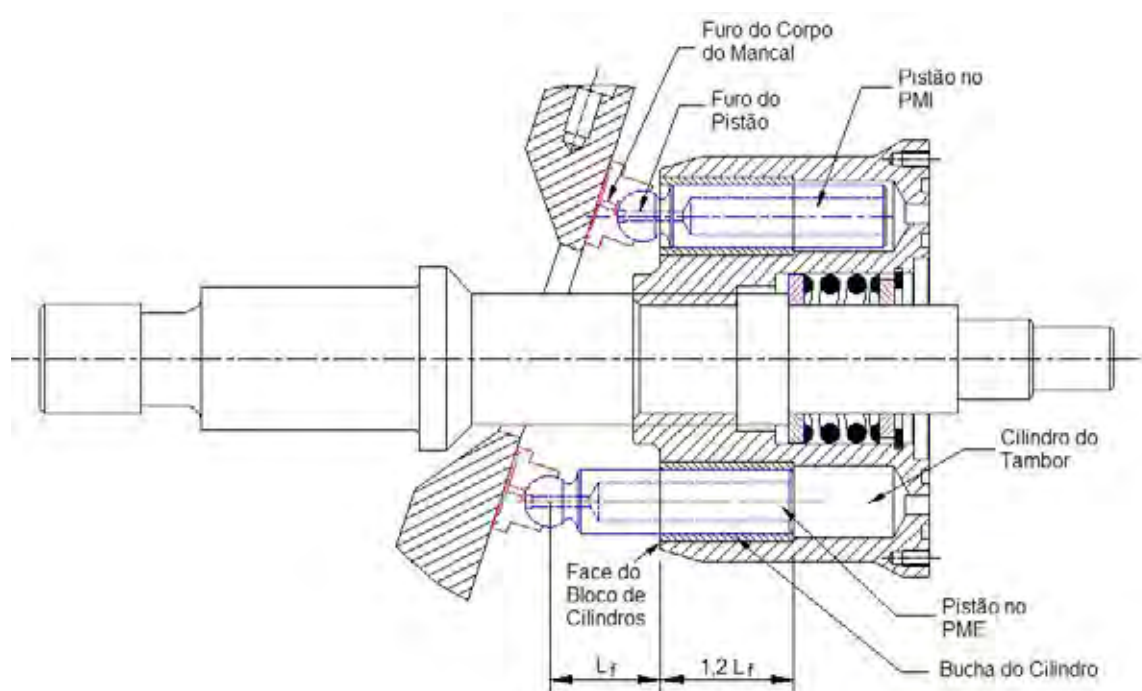


Figura 57 – Relação entre o comprimento do pistão e a face do bloco de cilindros.

Desta forma os parâmetros do pistão ficam completamente determinados, com exceção de uma análise a ser feita no desenho, a fim de se determinar as dimensões do furo do pistão, para que não haja interrupção deste fluxo para a câmara do mancal quando ambos estiverem formando um determinado ângulo em relação aos seus eixos longitudinais.

4.9 Bucha do Cilindro

Conforme mostra a figura 57 o comprimento da bucha do cilindro é de 1,2 vezes a distância entre o centro da cabeça esférica do pistão até a face do bloco de cilindros (L_f). Para a determinação da espessura da parede (e_b), foi levado em consideração os seguintes fatores:

- ✓ o material utilizado na sua confecção (bronze ao manganês);
- ✓ a sua resistência a deformação no momento da prensagem no cilindro;
- ✓ o ajuste específico para que ela tenha uma certa aderência no cilindro após a prensagem.

Baseado nestes fatores, Zangrandi (1993) definiu os seguintes valores para a espessura da bucha (TABELA 4).

Tabela 4 - Espessura da Bucha do Cilindro.

Vazão Nominal (Q_d) [L/min]	Espessura da Bucha (e_b) [mm]
30 – 100	1,5
120 – 250	2,5
260 – 750	3,5

4.10 Mancal da Placa de Retenção e Peças Adjacentes

O mancal da placa de retenção evitará que a placa de retenção seja puxada na direção longitudinal quando a máquina fizer a sucção do fluido para dentro do cilindro, conforme mostra a figura 58. Uma seção deste mancal, quando apoiado no seu suporte, ficará em balanço. Esta parte em balanço não poderá sofrer flexão quando for solicitada.

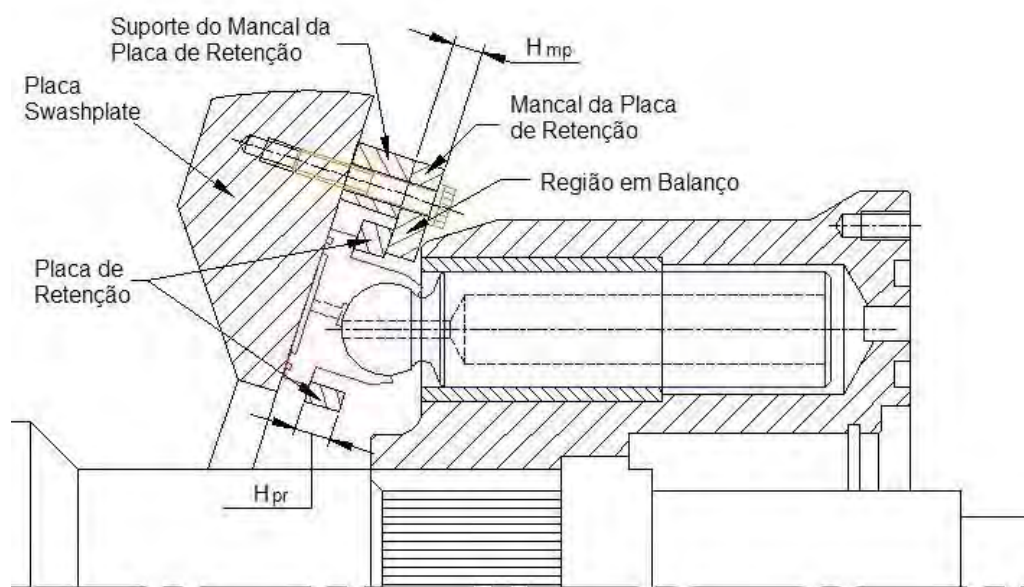


Figura 58 – Detalhe da Placa de Retenção e Peças Adjacentes.

Para evitar que a região em balanço do mancal da placa de retenção sofra flexão, a parte que fica em balanço não deve exceder a sua espessura. Desta forma as outras dimensões do anel podem ser determinadas após esta análise. As espessuras do mancal da placa de retenção (H_{mp}), definidas por Zangrandi (1993), após um estudo envolvendo a teoria da resistência dos materiais e uma análise na interferência dos mecanismos adjacentes, ficaram assim definidas (TABELA 5).

Tabela 5 - Espessura do Mancal da Placa de Retenção.

Vazão Nominal (Q_d) [l/min]	H_{mp} [mm]
30 – 90	6
100 – 140	7
150 – 200	8
210 – 300	9
310 – 420	10
430 – 520	12
530 – 700	14

A placa de retenção deve ter uma espessura de acordo com o seu diâmetro externo, de modo a garantir uma rigidez suficiente e necessária para um bom desempenho de sua função. Sendo assim, Zangrandi (1993) definiu os seguintes valores para a espessura da placa de retenção (TABELA 6).

Tabela 6 - Espessura da Placa de Retenção (H_{pr}).

Vazão Nominal (Q_d) [l/min]	H_{pr} [mm]
30 – 40	4,5
50 – 90	5,0
100 – 130	5,5
140 – 170	6,0
180 – 220	6,5
220 – 300	7
320 – 400	8
420 – 500	9
520 – 600	10
620 – 700	12

4.11 Furo Oblongo do Bloco de Cilindros

Os furos do tambor por onde o fluido é admitido ou expulso têm uma forma oblonga (FIGURA 59). A forma oblonga é a mais adequada para estes furos, pois na passagem da alta para a baixa pressão cada furo terá uma área maior para a passagem evitando assim choques de pressão durante a expulsão do fluido do cilindro.



Figura 59 – Furos no Bloco de Cilindros.

Para garantir que durante o processo de usinagem permaneça um sobremetal entre os furos do cilindro e os furos oblongos, adotaremos uma folga radial de 2mm de cada lado do furo do cilindro, conforme mostra a figura 60.

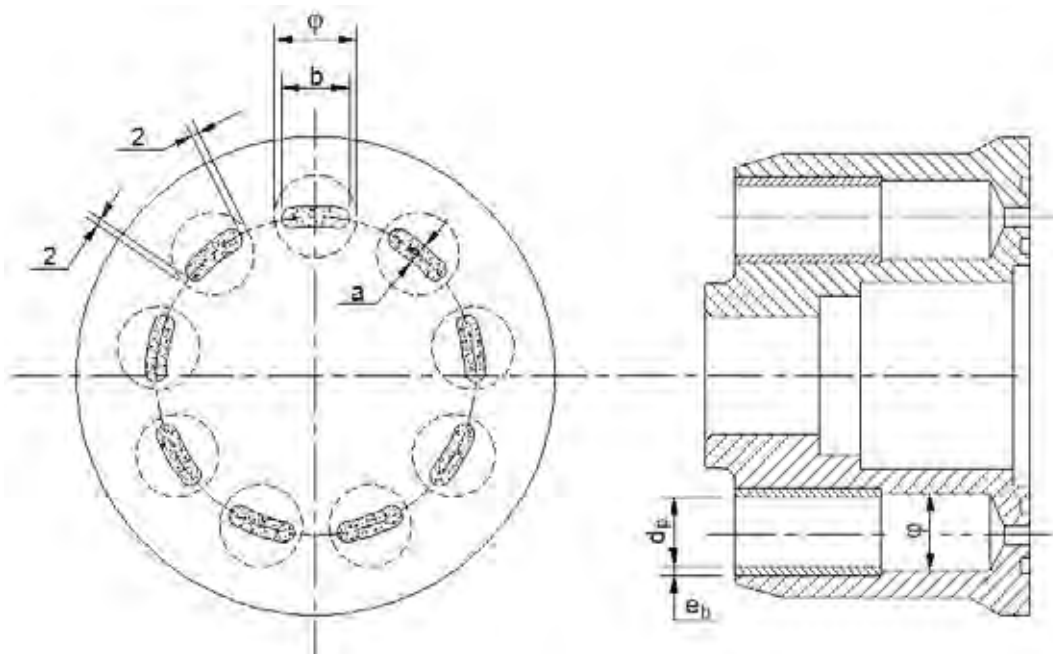


Figura 60 – Furo Oblongo do Tambor.

Da figura 60, tira-se:

$$b = \varphi - 4 \quad (15)$$

O parâmetro b é o valor do comprimento longitudinal do furo oblongo e o valor 4 corresponde à folga radial de 2 mm cada lado do furo do cilindro.

Portanto,

$$\varphi = d_p + e_b \quad (16)$$

Onde:

φ : Diâmetro do furo do cilindro

d_p : Diâmetro do pistão

e_b : Espessura da bucha de bronze

A área do furo oblongo é determinada pelo cálculo de uma área retangular equivalente, pois elas são muito próximas (FIGURAS 61 e 62).

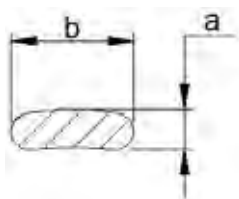


Figura 61 – Área do Furo Oblongo

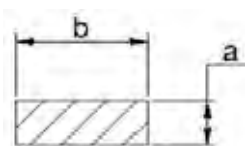


Figura 62 – Área Retangular Equivalente

Portanto, pode-se escrever:

$$\frac{Q_d}{Z_{pi}} = A_{fo} \times v_m \quad (17)$$

Onde:

Q_d : Vazão Nominal

Z_{pi} : Número de Pistões

A_{fo} : Área retangular equivalente

V_m : Velocidade média do fluido no furo oblongo

Segundo a teoria da mecânica dos fluidos, o valor médio de velocidade do fluido através dos furos oblongos do tambor deve ser aproximadamente de 2,5 m/s.

Da figura 62, tem-se:

$$A_{fo} = b \times a \quad (18)$$

Substituindo a equação 18 na equação 17, tem-se:

$$a = \frac{Q_d}{Z_{pi} \times b \times V_m} \quad (19)$$

O valor da a deve ser aproximado para o diâmetro comercial de uma fresa de topo.

4.12 Placas de Desgaste

As placas de desgaste são compostas por uma placa de bronze fixada no tambor e uma placa de aço presa no flange do lado direito do corpo central, de acordo com o desenho do conjunto (FIGURA 49).

Zangrandi (1993) determinou os valores das espessuras destas placas utilizando como referência o valor da vazão de projeto, conforme mostra a tabela 7.

Tabela 7 - Espessura da Placas de Desgaste.

Vazão Nominal (Qd) [l/min]	Espessuras das Placas de Desgaste (e_p) [mm]
30 – 90	6,0
100 – 140	7,0
150 – 200	8,0
220 – 300	9,0
320 – 400	10,0
420 – 520	12,0

4.13 Parafusos para Unir o Flange SAE ao Corpo Central

Os parafusos utilizados para a fixação do flange SAE ao corpo central são do tipo “Parafuso Allen com cabeça”.

Estes parafusos suportarão a força axial gerada pela ação dos pistões sob pressão, conforme figura 63.

O coeficiente de segurança adotado, leva em consideração o tipo de carga aplicada aos parafusos e uma eventual sobrecarga que o circuito estará sujeito nas acelerações e paradas bruscas, que possam aparecer no sistema hidráulico.

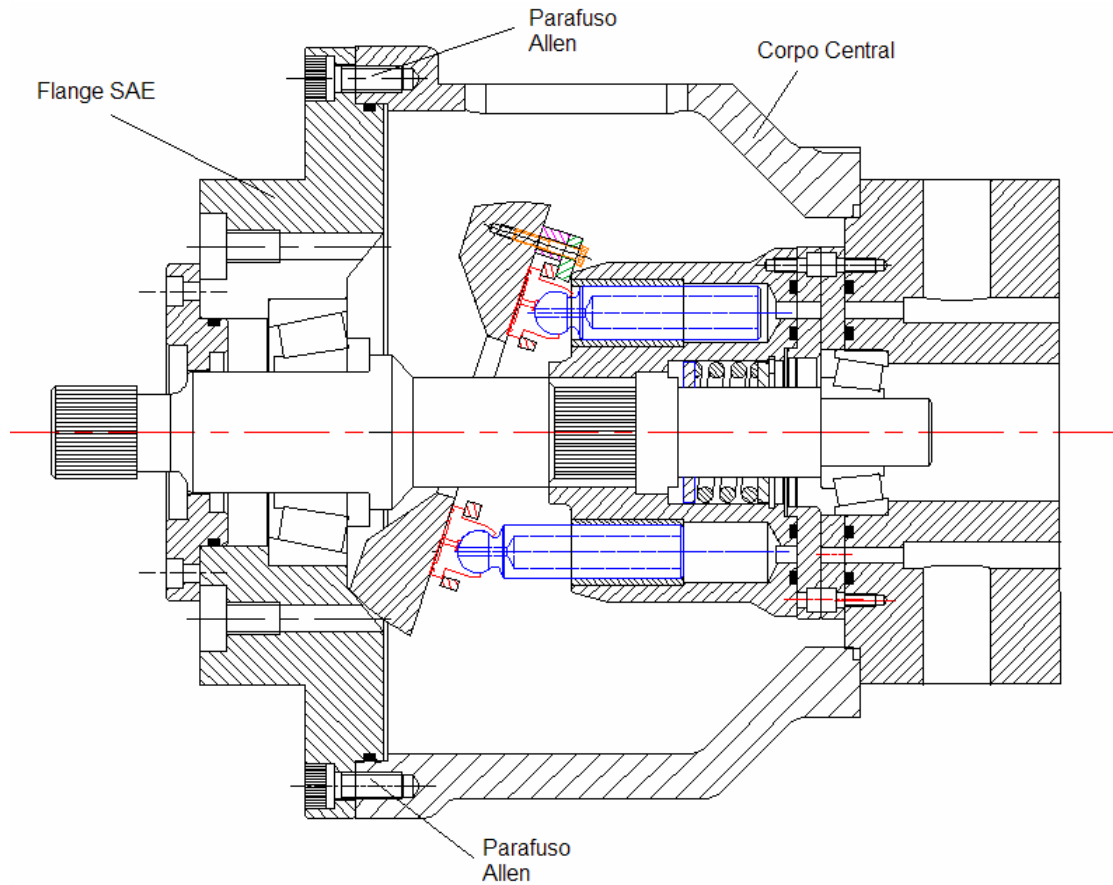


Figura 63 – Parafusos Para União do Flange SAE com o Corpo Central.

O valor da força axial aplicada em cada parafuso (F_n) é dada por:

$$F_n = \frac{P \times CS \times A_p \times N_p}{Z_p} \quad (20)$$

Desenvolvendo a equação (14), tira-se:

$$F_n = \frac{N_p \times \left(\frac{\pi}{4} \times d_p^2 \right) \times P \times CS}{Z_p} \quad (21)$$

Onde:

P: Pressão Nominal da Bomba

CS: Coeficiente de Segurança

A_p : Área do Pistão

N_p : Números de Pistões sob Pressão

Z_p : Número de Parafusos

d_p : Diâmetro do Pistão

F_n : Força Axial em Cada Parafuso

O número de parafusos (Z_p) deve ser, preferencialmente, 6, 8, 12 ou 16, para melhor distribuir a força atuante. O coeficiente de segurança (CS) deve ser aproximadamente 9, pois os picos de pressão podem atingir em até 6 vezes o valor da pressão nominal.

O diâmetro dos parafusos é dado por:

$$\sigma_t = \frac{F_n}{A_p} \quad (22)$$

$$d_{np} = \sqrt{\frac{4 \times F_n}{\pi \times \sigma_t}} \quad (23)$$

As dimensões dos parafusos e do seu alojamento (FIGURA 64) podem ser obtidas pelo uso da tabela 8.

Tabela 8 – Dimensões do Parafuso Allen e do Alojamento.

d_{np}	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
d_1	3,3	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21	23	25	28
d_c	5,5	7	8,5	10	13	16	18	21	24	27	30	33	36	40
d_2	5,7	7,4	8,9	10,4	13,5	16,5	19	22	25	28	31	34	37	41
H	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27
H_1	3,3	4,4	5,4	6,5	8,6	10,8	13	15,2	17,5	19,5	21,5	23,5	25,5	29

Obs. Medidas em milímetro

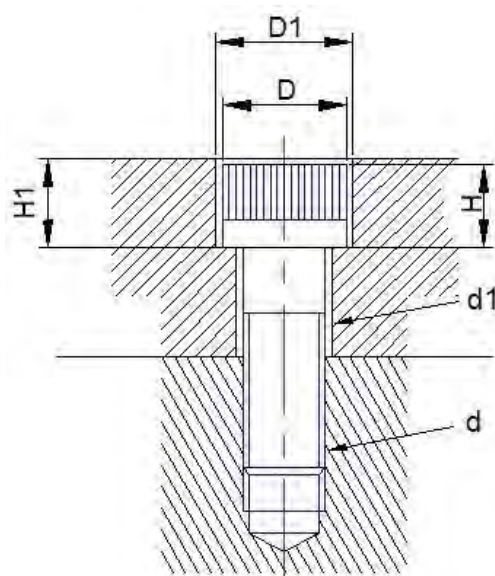


Figura 64 - Nomenclatura das Dimensões do Parafuso e do Alojamento.

Onde:

d_{np} : Diâmetro Nominal do Parafuso

d_1 : Diâmetro do Furo da Haste

d_c : Diâmetro da Cabeça do Parafuso

d_2 : Diâmetro do Furo do Encaixe da Cabeça

H: Altura da Cabeça do Parafuso

H₁: Altura do Furo do Encaixe da Cabeça

4.14 Espessura Mínima do Anel do Flange SAE

A espessura mínima do anel do flange SAE corresponde a área que vai sofrer apenas esforço de cisalhamento. Esta área é constituída pelo diâmetro interno do corpo central e pela espessura mínima do anel do flange (e_m), conforme mostra a figura 65.

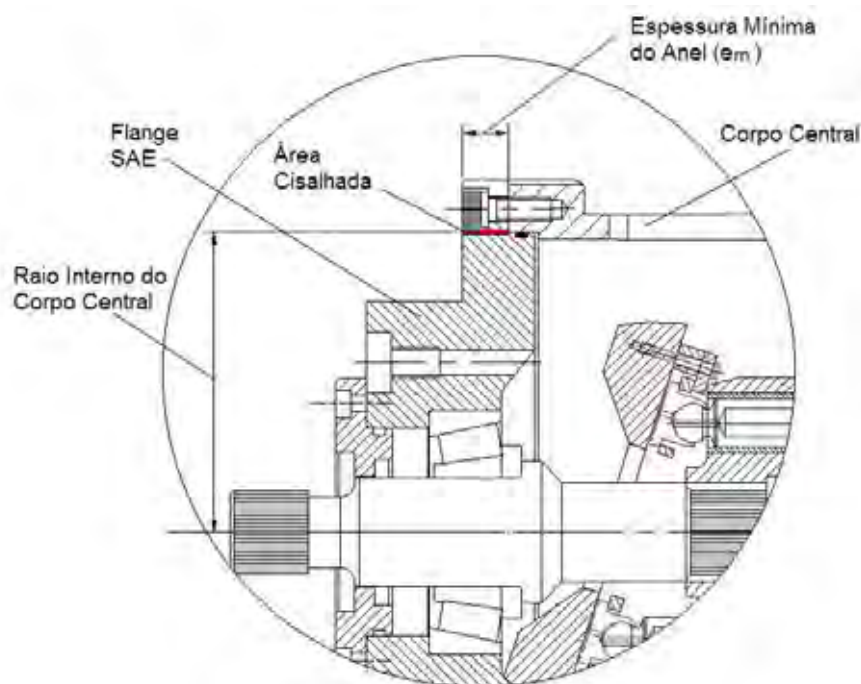


Figura 65 – Espessura Mínima do Flange SAE.

A tensão de cisalhamento é dada por:

$$\tau = \frac{F_{ax} \times CS}{A_{cis}} \quad (24)$$

Onde:

F_{ax} : Força axial de cisalhamento

A_{cis} : Área Cisalhada

CS: Coeficiente de segurança

Desenvolvendo a equação (24), tem-se:

$$\tau = \frac{(N_p \times \pi/4 \times d_p^2 \times P) \times CS}{\pi \times d_9 \times e_m} \quad (25)$$

Portanto, a espessura mínima (e_m) vale:

$$e_m = \frac{(N_p \times \pi/4 \times d_p^2 \times P) \times CS}{\pi \times d_9 \times \tau} \quad (26)$$

Onde:

P: Pressão Nominal da Bomba

CS: Coeficiente de Segurança

N_p : Números de Pistões sob Pressão

d_p : Diâmetro do Pistão

d_9 : Diâmetro externo do alojamento do O-ring

τ : Tensão admissível de Cisalhamento

4.15 Mancais de Rolamento

Os mancais são elementos de apoio. Tem a função de manter o conjunto rotativo na posição correta em relação às partes estacionárias da bomba.

As bombas de pistões axiais de vazão variável, são equipadas com quatro mancais de rolamento. Dois para apoiar o eixo da bomba e dois para sustentar a placa swashplate. Estes mancais são do tipo rolamentos com rolos cônicos, que podem suportar cargas severas tanto radiais como axialmente.

Os pontos onde as forças de reação atuam nos mancais de rolamentos devem ser definidos pelo projetista. Esses pontos levam em consideração a menor distância entre os mancais, assim como o tipo de rolamento a ser utilizado. Conseqüentemente, a distância entre o ponto de aplicação da força até os rolamentos é obtida no desenho de conjunto em andamento.

Para a determinação da força atuante em cada mancal é necessário conhecer o valor da resultante transversal das forças que os pistões sob pressão vão gerar. Essa força atua no centro de giro da placa swashplate (ZANGRANDI, 1993).

A força perpendicular ao eixo da bomba gerada pelos pistões sob pressão é dada por:

$$F_{CO} = N_p \times A_p \times P \times \operatorname{tg} \alpha \quad (27)$$

Desenvolvendo a equação (26), tem-se:

$$F_{CO} = N_p \times \left(\frac{\pi}{4} \times d_p^2 \right) \times P \times \operatorname{tg} \alpha \quad (28)$$

Onde:

P: Pressão Nominal da Bomba

N_p: Números de Pistões sob Pressão

d_p: Diâmetro do Pistão

A_p: Área do Pistão

α : Ângulo de Inclinação da Placa Swashplate

F_{co} : Força Perpendicular ao Eixo da bomba Gerada pelos Pistões sob Pressão

4.15.1 Mancais de rolamento do eixo

Para a escolha do rolamento adequado, é necessário primeiramente conhecer o valor das reações radiais em cada rolamento, conforme figura 66.

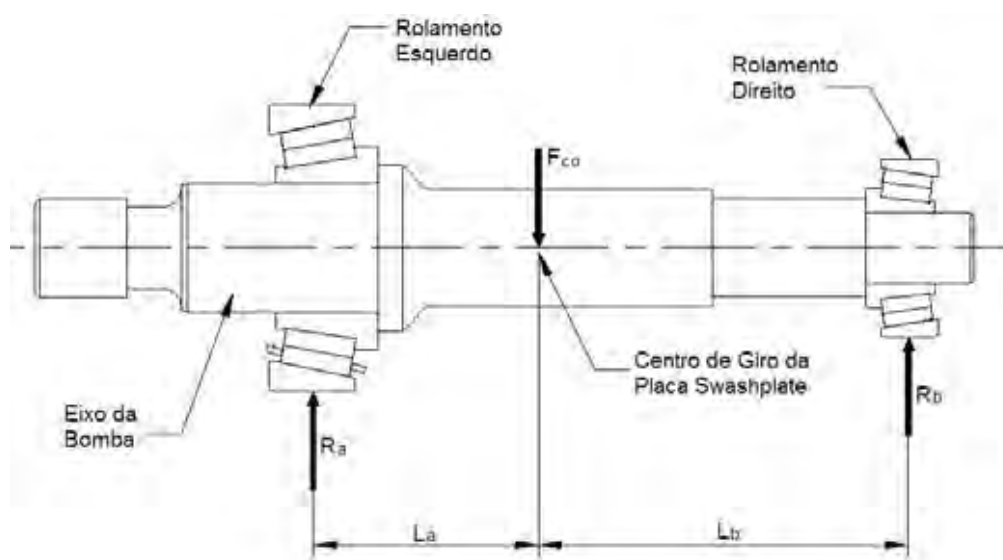


Figura 66 – Forças Transversais Atuantes no Eixo.

Aplicando as equações da estática (BEER, 2006), tem-se:

$$R_b = \frac{F_{co} \times L_a}{L_a + L_b} \quad (29)$$

$$R_a = \frac{F_{co} \times L_b}{L_a + L_b} \quad (30)$$

4.15.2 Mancais de rolamento da placa swashplate

Conforme mostra a figura 67 os rolamentos da placa swashplate devem ser dimensionados para suportar a força gerada pelos pistões quando o fluido é expelido para fora do cilindro.

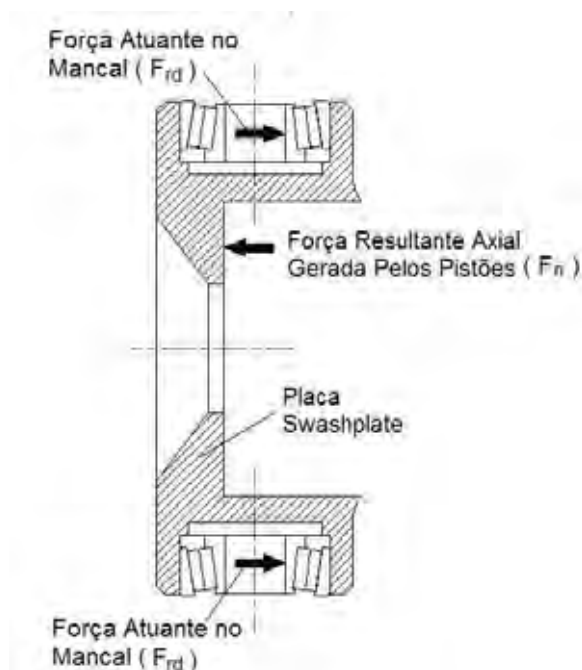


Figura 67 – Forças Atuantes na Placa Swashplate.

Devido a complexidade em determinar o ponto de aplicação da força resultante axial gerada pelos pistões e também para aumentar a segurança na especificação dos rolamentos, considera-se que a força resultante está aplicada integralmente em um dos rolamentos (FIGURA 67). Portanto, a carga de trabalho nos rolamentos será:

$$F_{rd} = F_n \quad (31)$$

Como decisão de projeto, os dois rolamentos terão a mesma especificação, visando assim garantir a simetria do projeto da placa swashplate.

A capacidade de carga estática (C_o) de um rolamento pode ser determinada pela equação:

$$C_o \geq S_o \times P_o \quad (32)$$

Onde:

C_o : Capacidade de Carga Estática do Rolamento [kgf]

P_o : Carga Equivalente Estática [kgf]

S_o : Coeficiente de Segurança Estático

Os valores do coeficiente de segurança estático (S_o) são obtidos pelo catálogo de rolamentos.

A carga equivalente estática (P_o) é definida como uma carga radial constante que produz a mesma deformação que as cargas reais. Para rolamentos de uma carreira de rolos cônicos, segundo o catálogo de rolamentos, tem-se:

$$P_o = X_o F_{rd} + Y_o F_{ax} \quad (33)$$

Onde:

P_o : Carga Estática Equivalente

X_o : Fator Radial do Rolamento

Y_o : Fator Axial do Rolamento

F_{rd} : Força Radial

F_{ax} : Força Axial

Para o rolamento da placa swashplate (CATÁLOGO NACHI), tem-se:

$$F_{ax} = 0$$

$$X_o = 0,5$$

Portanto:

$$P_o = 0,5 F_n \quad (34)$$

4.16 Eixo da Bomba

A função básica do eixo na bomba de pistões axiais tipo swashplate é transmitir o torque e o movimento de rotação fornecido pela máquina acionadora, para partida e operação da bomba.

O eixo deve ser projetado com a robustez adequada a fim de proporcionar a menor deflexão possível. Empeno e deflexão do eixo são as principais causas de redução da vida útil dos retentores e rolamentos.

Uma ampla variedade de acoplamentos de eixo está disponível comercialmente. Neste projeto, devido ao alto torque que o eixo da bomba está sujeito, serão adotados ao invés das chavetas, as estrias conforme mostra a figura 68.

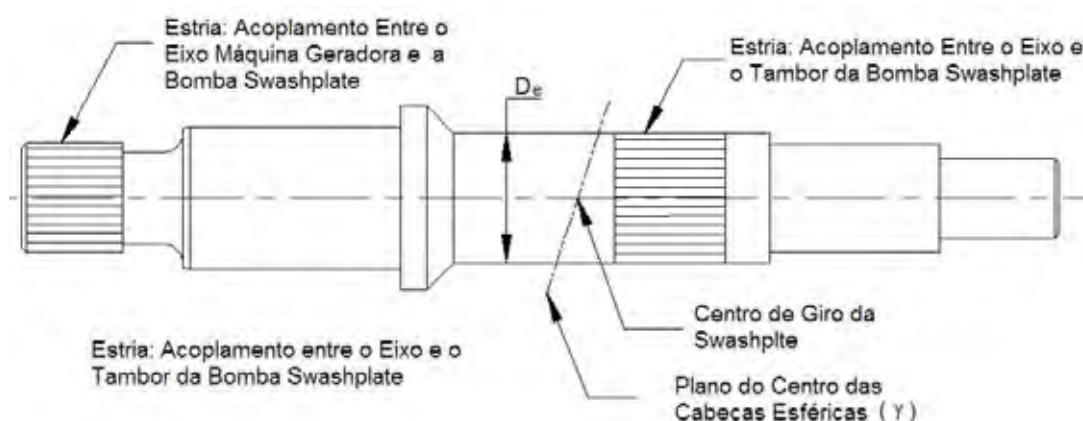


Figura 68 – Sistema de Acoplamentos do Eixo.

O carregamento neste eixo é uma combinação de torção e flexão, e cada um deles ou ambos podem ser variados com o tempo. O projeto de um eixo segundo a ASME⁽¹⁾ endereça um subconjunto do caso de carregamento geral no qual o torque é considerado constante e o momento fletor constante é alterado devido a rotação do eixo.

4.16.1 Momento fletor máximo no eixo

De acordo com a teoria da resistência dos materiais (BEER, 2006), o momento fletor máximo no eixo da figura 68 ocorre no centro de giro da swashplate e é dado pela equação (35).

$$MF_{\max} = R_a \times L_a \quad (35)$$

Substituindo a equação (30) na equação (35), tem-se:

$$MF_{\max} = \frac{Fco \times Lb}{La + Lb} \times L_a \quad (36)$$

(1) A Norma ANSI/ASME para projetos de eixos de transmissão apresenta um enfoque simplificado para o projeto de eixos. O Procedimento da ASME pressupõe que o carregamento é constituído de flexão alternada e torque fixo em níveis que cria tensões abaixo da resistência ao escoamento por torção no material (NORTON, 2007).

4.16.2 Momento torçor no eixo

Segundo Zangrandi (1993) o torque gerado no eixo da máquina para uma pressão nominal, é dado por:

$$T = 2,261 \times d \times d_p^2 \times P \times \operatorname{tg} \alpha \quad (37)$$

Onde:

P: Pressão Nominal da Bomba

d: Raio de Giro da Bomba

d_p : Diâmetro do Pistão

α : Ângulo de Inclinação da Placa Swashplate

T: Torque no Eixo

4.16.3 Diâmetro mínimo do eixo

O diâmetro mínimo (D_e) corresponde a seção crítica do eixo. Esta seção está localizado no ponto onde ocorre o momento fletor máximo, ou seja, do diâmetro mínimo (D_e) refere-se ao valor do diâmetro do eixo onde está situado o centro de giro da placa swashplate (FIGURA 68).

Segundo Norton (2004), o diâmetro mínimo de um eixo sob ação de esforços de torção e flexão pode ser determinado pela equação (38).

$$D_e = \sqrt[3]{\left(\frac{32}{\pi \times \sigma_n}\right) \times \left((MF_{\max})^2 + T^2\right)^{1/2}} \quad (38)$$

Onde:

$MF_{\max}$: Momento Fletor Máximo no Eixo

T: Torque no Eixo

σ_n : Limite de resistência à fadiga.

4.17 Especificação do Flange SAE

Para cada máquina deverá ser feita uma análise criteriosa para definir o flange de acoplamento mais adequado. Este flange é o elemento de ligação estática entre o motor hidrostático e a outra máquina.

Para o projeto desta bomba foi escolhido o Flange SAE porque a maioria dos motores utilizados no Brasil segue este padrão. Este tipo de flange é padronizado pela norma SAE e apresenta os seguintes parâmetros, conforme mostra a figura 69, e seus valores são fornecidos pela tabela (9) .

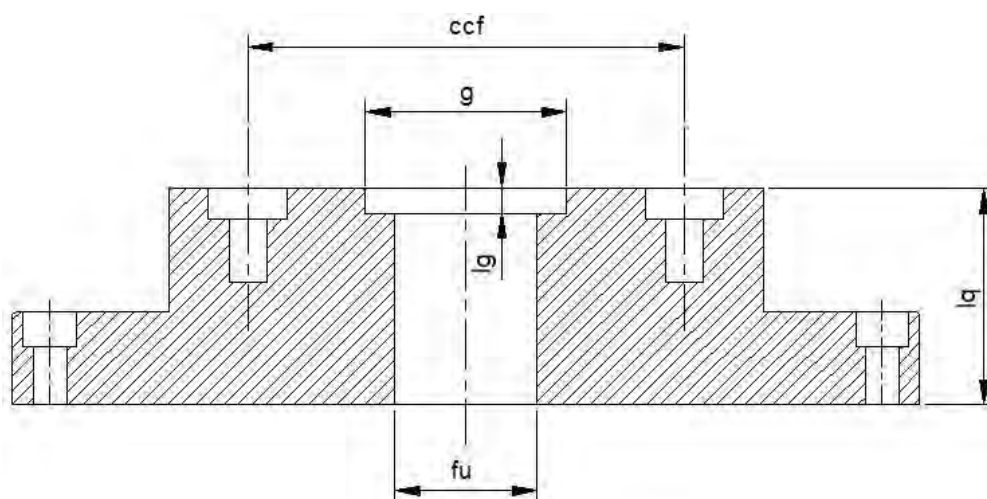


Figura 69 - Dimensões do Flange SAE.

Tabela 9 - Dimensões do Flange SAE.

TIPO	g	ccf	fu	lg	lq
A	82,55	106,38	11,13	7,0	13,0
B	101,6	146,10	14,27	13,0	13,0
C (2 furos)	127,0	180,98	17,48	13,0	18,0
C (4 furos)	127,0	161,95	14,98	14,0	16,0
D	152,4	228,6	21,33	16,0	25,0
E	165,1	317,5	20,57	16,0	27,0
F	177,8	350,0	26,97	16,0	27,0

Obs. medidas em mm

4.18 Estrias do Eixo

Como uma máquina “swashplate” tem relativamente alto torque, é melhor que a ponta de eixo seja estriada, em vez de ser chavetada. As pontas de eixo são padronizadas e normalmente os fabricantes mais atuantes no mercado utilizam normas DIN ou SAE.

Cada ponta de eixo estriada tem uma capacidade de transmitir um determinado torque e por isso a estria do eixo será específica para cada tipo de bomba, de acordo com a vazão da bomba. As Tabelas 10 e 11 detalham as dimensões das estrias.

Tabela 10 - Seleção da Ponta de Eixo Estriada.

Vazão Nominal [l/min]	Nº de Dentes	Pitch fillet *	Comprimento da Estria [mm]	(*) O Primeiro número corresponde ao número de dentes por polegada de diâmetro primitivo e o segundo número significa o inverso do addendum.
30 a 40	9	16/32	20	
	11			
50 a 80	13	16/32	20	
	15			
90 a 180	14	12/24	48	
	21	16/32		
200 a 500	13	8/16	65	
	27	16/32		
520 a 700	40	16/32	65	

Tabela 11 - Dimensões das Estrias.

Pitch fillet	Nº de Dentes	Diâmetro Primitivo [mm]	Diâmetro Externo máximo [mm]	Diâmetro Externo mínimo [mm]
16/32	9	14,28	15,46	15,31
	13	20,63	21,78	21,65
	15	23,81	24,96	24,84
	21	33,33	34,50	34,32
	27	42,86	44,02	44,18
	40	63,50	64,67	64,85
12/24	14	29,63	31,22	31,04
8/16	13	41,27	43,71	43,58
	15	47,62	50,06	49,93

4.19 O-ring

O-ring são pequenos anéis fabricados de borracha ou de materiais similares que tem a finalidade de impedir a passagem de um fluido ao longo da interface de duas superfícies anelares radiais sem movimento relativo entre elas. Ele é instalado em ranhuras, ficando comprimido entre as duas superfícies de contato.

Apesar de aparentar ser um simples anel de borracha, todo O-ring tem características particulares, sendo de extrema importância a sua correta especificação, para garantir a sua eficiência.

Os oring's utilizados nesta máquina têm a finalidade de garantir uma vedação entre as faces dos diversos componentes mostrado na figura 70, evitando o vazamento principalmente do fluido utilizado para lubrificar o contato entre a placa swashplate e a base do mancal.

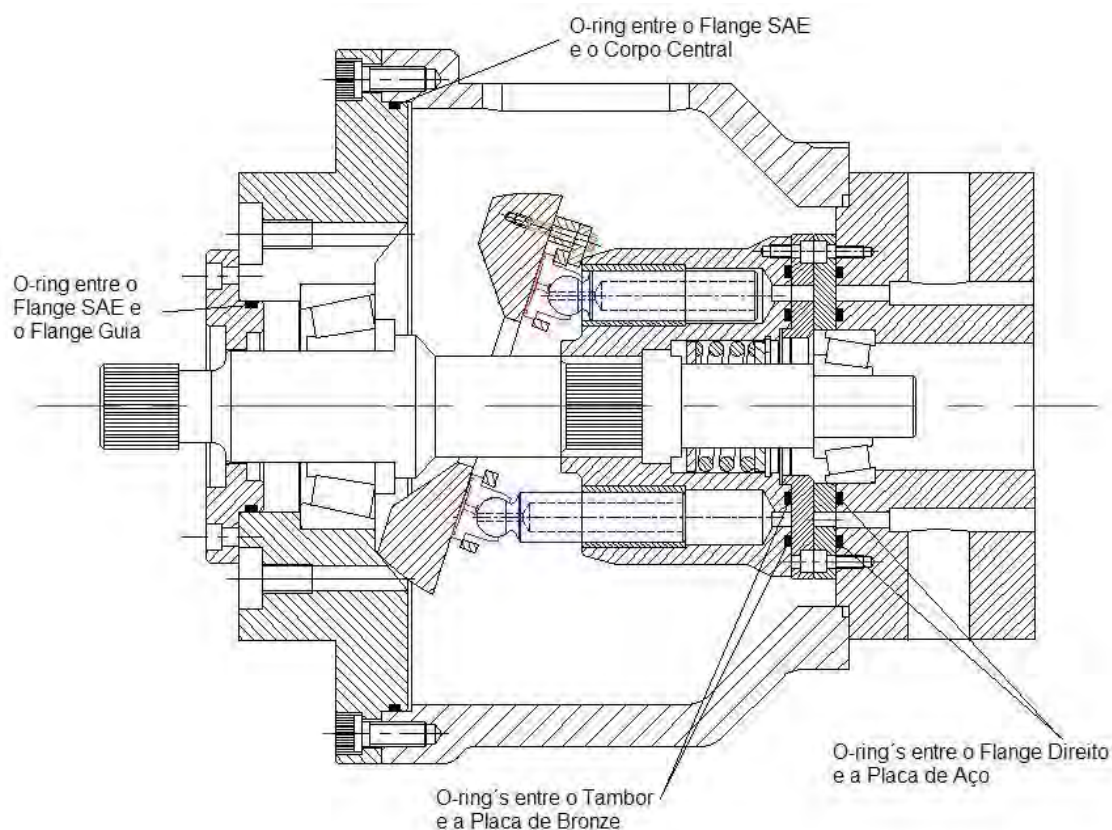


Figura 70 – Localização dos O-ring's de Vedação.

A norma ARP568 utiliza as seguintes nomenclaturas para a definição do alojamento do O-ring para vedação na direção axial (FIGURA 71):

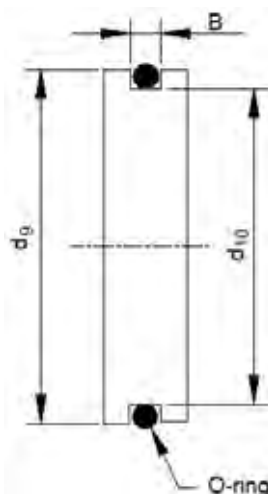


Figura 71 – Dimensões do Alojamento do O-ring Para Vedação Axial.

Para a seleção do oring situado entre o flange SAE e o corpo central, deve-se inicialmente obter no desenho do conjunto o valor do diâmetro interno do corpo central (D_{ic}). Com este valor, obtém-se do catálogo do fabricante de O-ring a dimensão d_9 que mais se aproxima da cota d_{ic} , tirado do desenho. Alterar no desenho o valor da cota d_{ic} para o valor d_9 obtido no catálogo do fabricante.

A escolha do O-ring localizado entre o flange SAE e o flange guia é obtido a partir do valor do diâmetro D_F do flange guia (FIGURA 72), obtido no desenho do conjunto, ou seja, o valor d_9 obtido no catálogo de O-ring deve ser um valor mais próximo possível da cota D_F . Determinado o valor de d_9 , voltar ao desenho e alterar da dimensão D_F para o valor d_9 .

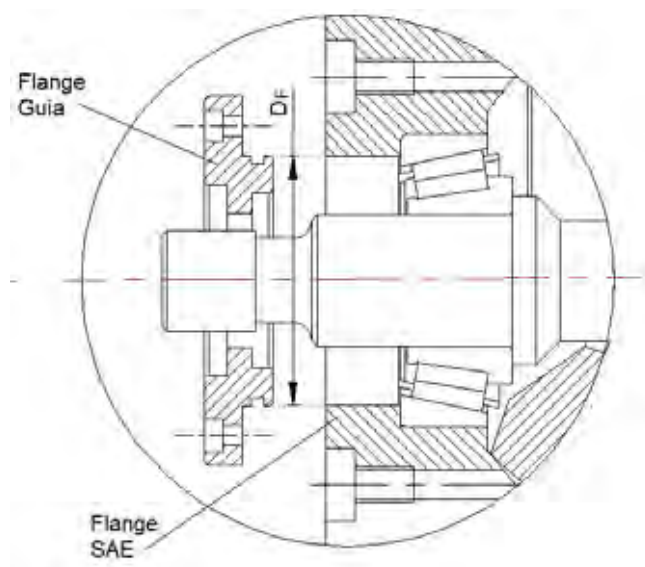


Figura 72 - Dimensão do Furo Para Alojamento do Flange Guia

A norma ARP568 utiliza as seguintes nomenclaturas para a definição do alojamento do O-ring para vedação na direção radial:

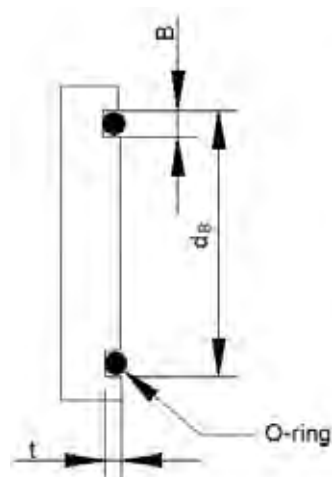


Figura 73 – Dimensões do Alojamento do O-ring Para Vedação Radial.

O tamanho do O-ring a ser utilizado entre o tambor de cilindros e a placa de bronze é definido após uma análise das dimensões da face do tambor, conforme mostra a figura 74. A face do tambor de cilindros deve apresentar uma área suficiente para

comportar o alojamento do O-ring. A partir destas dimensões, é definido o tamanho do O-ring.

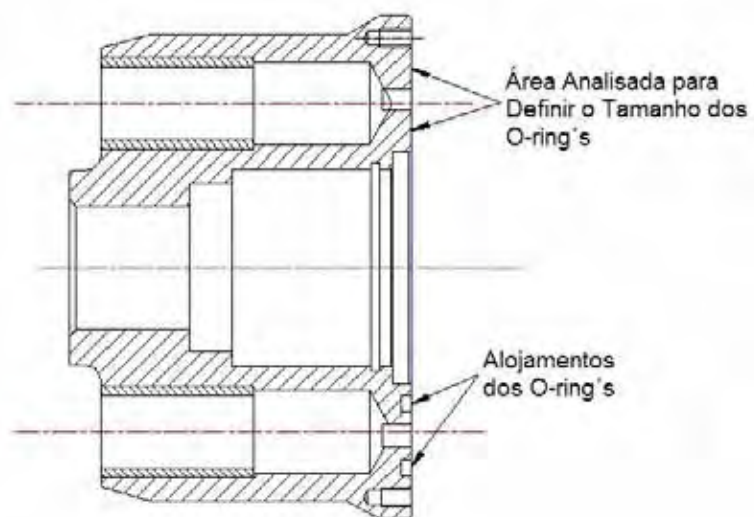


Figura 74 - Área Livre da Face do Tambor.

De maneira análoga a análise feita anteriormente, são definidos os O-ring's localizados entre o flange direito e a placa de aço, conforme mostra a figura 75.

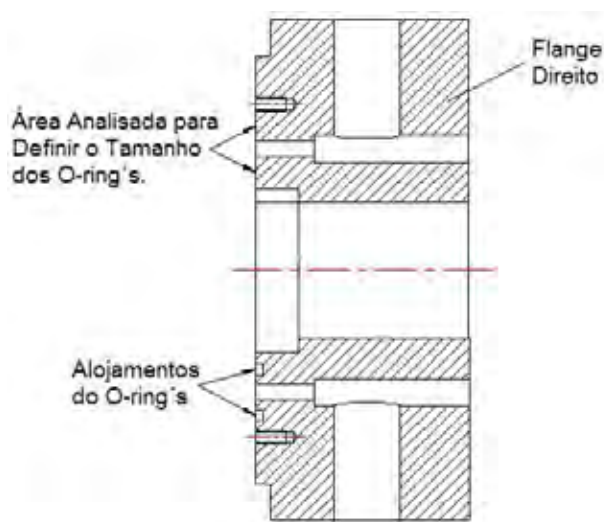


Figura 75- Área Livre da Face do Flange Direito.

4.20 Espessura da Parede do Corpo Central

O corpo central está sujeito a esforços de tração devido a força axial gerada pelos pistões quando o fluido é expelido para fora do cilindro, e também . A área submetida à tração será aquela relativa ao anel circular formado pelos diâmetros interno e externo do corpo central, conforme mostra a figura 76.

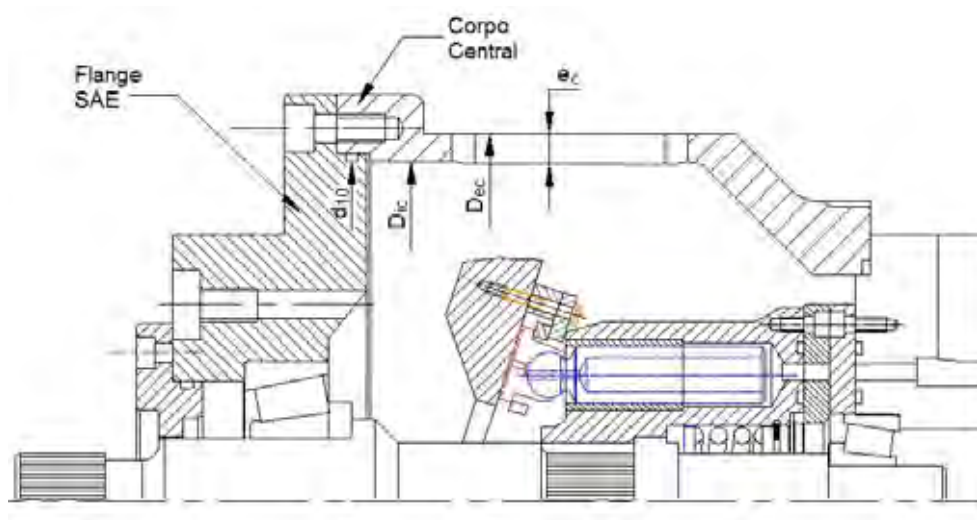


Figura 76- Espessura do Corpo Central.

O corpo central da máquina será tracionado por uma força (F_{tc}) igual a:

$$F_{tc} = N_p \times P \times A_p \quad (39)$$

Desenvolvendo a equação (39), tem-se:

$$F_{tc} = N_p \times P \times \frac{\pi}{4} \times d_p^2 \quad (40)$$

Onde:

P: Pressão Nominal da Bomba

N_p : Números de Pistões sob Pressão

d_p : Diâmetro do Pistão

F_{tc} : Força de tração Atuante no Corpo Central

Esta força atuará na parte cilíndrica do corpo da máquina, dando origem à uma tensão de tração (σ_{tc}) igual a:

$$\sigma_t = \frac{F_{tc}}{A_{cc}} \quad (41)$$

A área da seção transversal do corpo central é dado por:

$$A_{tc} = \pi/4 \left(D_{ec}^2 - D_{ic}^2 \right) \quad (42)$$

Substituindo as equações (40) e (42) na equação (41), tem-se:

$$D_{ec} = \sqrt{\frac{(N_p \times d_p^2 \times p)}{\sigma_t} + D_{ic}^2} \quad (43)$$

onde:

D_{ec} : Diâmetro Externo do Corpo Central

D_{ic} : Diâmetro Interno do Corpo Central

O diâmetro interno do corpo central (D_{ic}) é igual ao diâmetro externo do canal do O-ring (d_9), determinado no item 4.19. Portanto, tem-se:

$$D_{ec} = \sqrt{\frac{(N_p \times d_p^2 \times p)}{\sigma_t} + (d_{10})^2} \quad (44)$$

4.21 Retentor do Flange Guia

O vedador do lábio ou retentor, como é usualmente conhecido, é composto essencialmente de uma membrana elastomérica em forma de “lábio” e uma parte estrutural metálica, que permite a fixação do lábio na posição correta de trabalho na aplicação.

O retentor é sempre aplicado entre duas peças que tenham um movimento relativo, por exemplo: entre um eixo que transmite um movimento e a carcaça de sustentação do mancal deste eixo. Ele cumpre esta função de vedação tanto na condição estática, de máquina parada, como na condição dinâmica, em movimento, e também na variedade de condições de temperatura e meio externo para as quais a máquina está projetada.

A vedação se dá pelo contato permanente que ocorre entre a aresta do lábio de vedação e o eixo da máquina.

Este retentor tem por função primordial evitar o vazamento de óleo entre o eixo da máquina e o flange guia, de acordo com a figura 77.

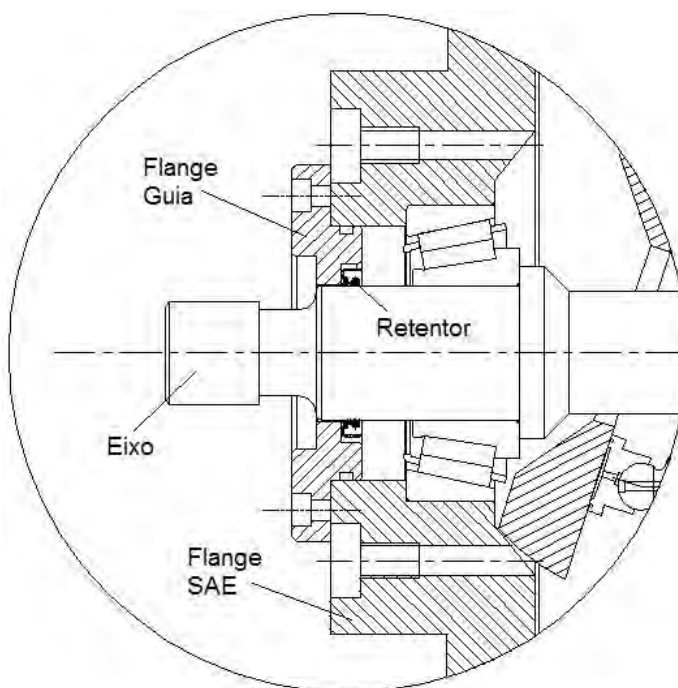


Figura 77- Localização do Retentor do Flange Guia.

As dimensões do alojamento do retentor (FIGURA 78) podem ser obtidas por intermédio do catálogo do fabricante.

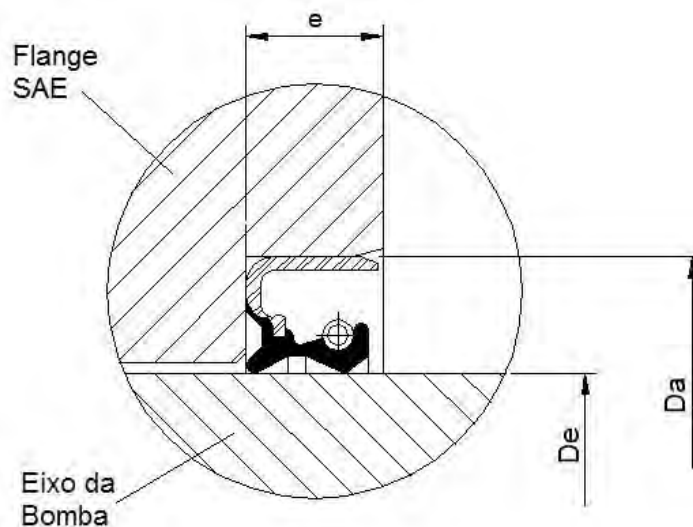


Figura 78 – Dimensões do Alojamento do Retentor.

Onde:

Da: Diâmetro do Alojamento

De: Diâmetro do Eixo

e: Largura do alojamento

4.22 Furos dos Pórticos de Entrada e Saída

A conexão dos dutos de entrada e saída do óleo nas máquinas é feita através de furos rosqueados ou através de conexões flangeadas. Uma das conexões mais utilizadas é denominada “conexão por flange bipartido” (FIGURA 79).

Segundo a norma SAE – código 21 as dimensões do flange são (TABELA 11):

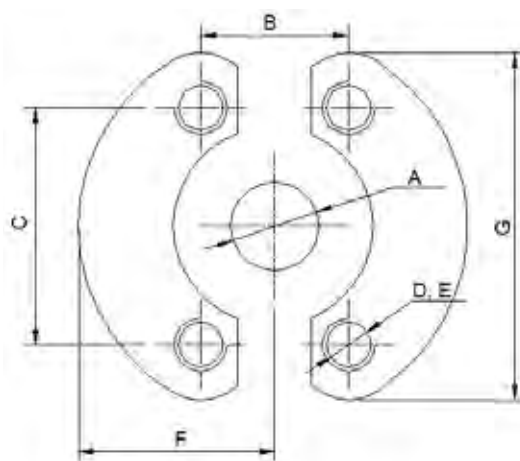


Figura 79 – Flange bipartido SAE – código 62.

Tabela 12 - Dimensões dos Furos dos Flanges Bipartidos SAE – código 62*.

Vazão Nominal [l/min]	TIPO FLANGE	A	B	C	D	E (Compri mento da Rosca)	F	G
30 a 70	½"	12,7	18,24	40,49	M 8 x 1,25	21,0	24,0	56
80 a 100	¾"	19,1	23,82	50,80	M 10 x 1,5	24,0	30,0	71
120 a 200	1"	25,4	27,78	57,15	M 12 x 1,75	27,0	35,0	81
220 a 300	1 ¼"	31,8	31,76	66,68	M 14 x 2	35,0	39,0	95
320 a 600	1 ½"	38,1	36,52	79,38	M 17 x 2	35,0	47,5	113
620 a 720	2"	50,8	44,46	96,82	M20 x 2,5	38,0	57,0	133

Obs. dimensões em mm

() Flanges utilizados para pressões até 420 bar*

Para este projeto foi definida a utilização de conexões por flange bipartido seguindo as orientações da Tabela 11. Nesta tabela, o diâmetro nominal do flange SAE é determinado a partir da vazão nominal da bomba.

CAPÍTULO 5 - DESENVOLVIMENTO DO PROJETO EXECUTIVO

Apresenta-se neste capítulo, usando um exemplo, uma seqüência a ser seguida para a determinação dos parâmetros principais da máquina.

É importante ressaltar que a utilização do anel de vedação (O-ring) substitui a junta de papel velumóide, mais eficientemente no que se refere a vedação, bem como o parafuso Allen substituindo o parafuso de cabeça sextavada externa, permitindo obter um projeto mais compacto além de resultar uma máquina com um design mais atraente.

Também é necessário ter uma atenção especial na escolha dos elementos padronizados (parafusos, rolamentos, etc), no sentido de definir componentes que sejam facilmente encontrados no mercado. Esse procedimento fará com que uma possível substituição desses elementos sejam facilitados.

5.1 Dados do Projeto

A máquina hidrostática desenvolvida neste trabalho foi projetada baseada nos seguintes parâmetros:

- Vazão Nominal (Q_d): 150 l/min
- Pressão Nominal (P): 350 bar
- Rotação Nominal (rot.): 1800 rpm

5.2 Número de Pistões (Z_{pi})

Fazendo uma análise das proposições apresentadas do item 4.3 deste trabalho, define-se o uso de nove pistões para esta máquina.

Portanto:

$$Z_{pi} = 9 \text{ pistões}$$

5.3 Raio de Giração do Pistão (d)

Utilizando o ábaco da figura 51, tem-se

$$d = 45 \text{ mm}$$

5.4 Curso do Pistão (L)

Da equação (4), tira-se:

$$L = 0,650 d$$

$$L = 0,650 (45)$$

$$L = 29,25 \text{ mm}$$

5.5 Diâmetro do Pistão (dp)

Da equação (6), obtém-se o diâmetro do pistão:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 Q_d}{(0,650 \times d) \times Z_{pi} \times rot. \times \pi}}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 (150 \times 10^6)}{(0,650 \times 45) \times 9 \times 1800 \times \pi}}$$

$$d_p = 20,08 \text{ mm}$$

5.6 Câmara do Mancal do Pistão

Das equações (7) e (8), determinamos as medidas do raio interno (r_i) e do raio externo (r_o) da câmara do mancal do pistão:

Da equação (7) tira-se que $\frac{r_i}{r_o} = 0,83$ e adotando o coeficiente β igual a 0,94, tem-se:

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

$$r_o = \sqrt{\frac{0,94 (20,01)^2 \ln (1,2)}{2 (1 - (0,83)^2) \cos 18}}$$

$$r_o = 10,81 \text{ mm}$$

Como $r_i = 0,83 \times r_o$, tem-se:

$$r_i = 0,83 \times 10,81$$

$$r_i = 8,97 \text{ mm}$$

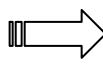
Da equação (9), obtém-se o diâmetro externo da base do mancal do pistão (d_{ex}):

$$d_{ex} = 1,23 (2 r_o)$$

$$d_{ex} = 1,23 (2 \times 10,81)$$

$$d_{ex} = 26,59 \text{ mm}$$

Da tabela (3), obtém-se os valores da espessura da base do mancal (H_{bm}) e do comprimento do canal do corpo do mancal (H_{fm}):

Vazão Nominal (Q_d) = 150 l/min 
 $H_{bm} = 5 \text{ mm}$
 $H_{fm} = 7 \text{ mm}$

Tab. (3)

5.7 Fator de Compactação da Bomba

Vamos agora verificar se as dimensões até agora determinadas estão convergindo para o desenvolvimento de um equipamento compacto sem o comprometimento do funcionamento dos mecanismos. Isso pode ser verificado pelo parâmetro M, conforme a equação (10):

$$M = 2 \times \left(d \times \cos 70^\circ - \frac{d_{ex}}{2} \right)$$

$$M = 2 \times \left(45 \times \cos 70^\circ - \frac{26,59}{2} \right)$$

$M = 4,19 \text{ mm}$

O parâmetro M determinado está entre os valores 3 e 5, indicando que o projeto está sendo dimensionado de forma correta, conforme observação do item 4.7.

5.8 Parâmetros do Pistão

Para a determinação dos parâmetros da cabeça esférica do pistão serão utilizadas as equações (12), (13) e (14).

O diâmetro da cabeça esférica do pistão (d_{sp}) é dado pela equação (12), ou seja:

$$d_{sp} = \frac{d_p}{1,27}$$

$$d_{sp} = \frac{20,08}{1,27}$$

$$d_{sp} = 15,81 \text{ mm}$$

Da equação (13) obtém-se o diâmetro do pescoço entre a cabeça esférica e o corpo do pistão:

$$d_n = \frac{d_p}{1,8}$$

$$d_n = \frac{20,08}{1,8}$$

$$d_n = 11,16 \text{ mm}$$

O raio de concordância entre a cabeça esférica e o corpo do pistão é determinado pela equação (14):

$$r_{co} = 0,10 \times d_p$$

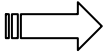
$$r_{co} = (0,10) \times 20,08$$

$$r_{co} = 2,0 \text{ mm}$$

5.9 Bucha do Cilindro

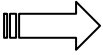
Conforme discutido na seção 4.8, o comprimento da bucha deve ser de 1,2 vezes a distância entre a cabeça esférica do pistão até a face do tambor.

Com relação a espessura da bucha, ela pode ser obtida pela tabela (4):

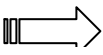
Vazão Nominal (Q_d) = 150 l/min		$e_b = 2,5 \text{ mm}$
	Tab. (4)	

5.10 Espessura do Mancal da Placa de Retenção (H_{mp}) e Espessura da Placa de Retenção (H_{pr})

Os valores das espessuras do mancal da placa de retenção (H_{mp}) é obtido pela tabela (5):

Vazão Nominal (Q_d) = 150 l/min		$H_{mp} = 8,0 \text{ mm}$
	Tab. (5)	

Da tabela (6), obtém-se o valor da espessura da placa de retenção (H_{pr}):

Vazão Nominal (Q_d) = 150 l/min		$H_{pr} = 6,0 \text{ mm}$
	Tab. (6)	

5.11 Furo Oblongo do Bloco de Cilindros

Da equação (16), obtém-se o valor do diâmetro do furo do cilindro (φ):

$$\varphi = d_p + e_b$$

$$\varphi = 20,01 + 2,5$$

$$\varphi = 22,58 \text{ mm}$$

As dimensões do furo oblongo são determinadas pelas equações (15) e (18), de acordo com a figura 79:

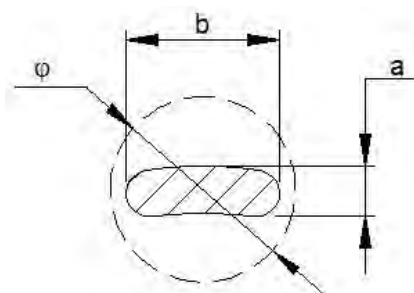


Figura 80 – Detalhe das dimensões do furo oblongo

Da equação (15), tem-se:

$$b = \varphi - 4$$

$$b = 22,58 - 4$$

$$b = 18,58 \text{ mm}$$

Da equação (19), tem-se:

$$a = \frac{Q_d}{Z_{pi} \times b \times v_m}$$

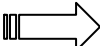
$$a = \frac{(150 \times 0,001) / 60}{9 \times (18,58 \times 0,001) \times 2,5}$$

$$a = 0,00598 \text{ m}$$

$a = 6,0 \text{ mm}$

5.12 Placas de Desgaste

Os valores das espessuras das placas de desgaste (e_p) são obtidas pela tabela (7):

Vazão Nominal (Q_d) = 150 l/min		$e_p = 8,0 \text{ mm}$
	Tab. (7)	

5.13 Parafusos para Unir o Flange SAE ao Corpo Central

A força gerada em cada parafuso é dada pela equação (21). Considerando que para uma determinada posição dos nove pistões que compõem a bomba, apenas cinco estarão sob pressão.

Serão adotados oito parafusos, igualmente espaçados e também um coeficiente de segurança igual a nove, conforme orientação descrita no item 4.13. Então, tem-se:

$$F_n = \frac{N_p \times \left(\frac{\pi}{4} \times d_p^2 \right) \times P \times CS}{Z_p}$$

$$F_n = \frac{5 \times \left(\frac{\pi}{4} \times (20,08 \times 0,1)^2 \right) \times 350 \times 9}{8}$$

$$F_n = 6234,59 \text{ kgf}$$

$$F_n = 62345,9 \text{ N}$$

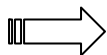
Os parafusos tipo Allen utilizados são fabricados de aço SAE 1020, que apresenta uma tensão admissível de tração (σ_t) de 36 kgf/mm². Portanto, o diâmetro de cada parafuso dado pela equação 22, vale:

$$d_{pr} = \sqrt{\frac{4 \times F_n}{\pi \times \sigma_t}}$$

$$d_{pr} = \sqrt{\frac{4 \times 6234,59}{\pi \times 36}}$$

$$d_{pr} = 14,85 \text{ mm}$$

$$d_{pr} = 16 \text{ mm}$$



Tab. (8)

$$d_1 = 17 \text{ mm}$$

$$d_c = 24 \text{ mm}$$

$$d_2 = 25 \text{ mm}$$

$$H = 16 \text{ mm}$$

$$H1 = 17,5 \text{ mm}$$

5.14 Especificação dos O-ring's

Seguindo o procedimento descrito no item 4.19, vamos determinar as dimensões do alojamento dos O-ring's utilizados neste equipamento.

5.14.1 O-ring entre o flange SAE e o corpo central

$$D_{ic} (do \text{ desenho}) = 245,98 \text{ mm}$$



$$d_9 = 247,65 \text{ mm}$$

$$d_{10} = 242,15 \text{ mm}$$

$$B = 4,5 \text{ mm}$$

Então, a especificação do O-ring segundo a norma é ARP568-272.

5.14.2 O-ring entre o flange SAE e o flange guia

$$D_9(do \text{ desenho}) = 84 \text{ mm}$$



$$d_9 = 85,73 \text{ mm}$$

$$d_{10} = 80,23 \text{ mm}$$

$$B = 4,5 \text{ mm}$$

Então, a especificação do O-ring segundo a norma é ARP568-235.

5.14.3 O-ring entre as placas de desgaste

Analisando as dimensões da face do tambor de cilindros e do flange direito verifica-se que é possível utilizar dois oring's entre o tambor de cilindros e a placa de

bronze, e também dois O-ring entre o flange direito e a placa de aço (FIGURA 73). Esse procedimento garante uma melhor vedação entre as peças.

Baseado nas dimensões da área livre da face do tambor de cilindros e da placa de bronze, define-se as dimensões do alojamento do O-ring menor e maior:

Para o O-ring menor, tem-se:

$$d_8 = 79,1 \text{ mm}$$

$$t = 2,75 \text{ mm}$$

$$B = 4,5 \text{ mm}$$

A especificação deste O-ring segundo a norma é ARP568-233.

Para o O-ring maior, tem-se:

$$d_8 = 114,02 \text{ mm}$$

$$t = 2,75 \text{ mm}$$

$$B = 4,85 \text{ mm}$$

A especificação deste O-ring segundo a norma é ARP568-244.

Fazendo a mesma análise das dimensões da área livre do flange direito de da placa de aço, verifica-se que é possível utilizar os mesmos pares de O-ring's definidos acima.

5.15 Espessura Mínima do Anel do Flange SAE

A equação (26) define qual deve ser a espessura mínima do anel do flange SAE para que ele suporte a tensão de cisalhamento gerada pela ação da pressão nominal da bomba.

O material definido para a construção do Flange SAE foi o Aço SAE 1020, que apresenta uma tensão admissível de cisalhamento (τ) igual a 27 kgf/mm^2 , então tem-se:

$$e_m = \frac{(N_p \times \pi/4 \times d_p^2 \times P) \times CS}{\pi \times d_g \times \tau}$$

$$e_m = \frac{(5 \times \pi/4 \times (20,08 \times 0,1)^2 \times 350) \times 9}{\pi \times (247,65 \times 0,1) \times (27 \times 100)}$$

$$e_m = 0,235 \text{ cm}$$

$$e_m = 2,35 \text{ mm}$$

5.16 Reações nos Mancais de Rolamento

A força perpendicular ao eixo da bomba, gerada pelos pistões sob pressão é determinada pela equação (25):

$$F_{CO} = N_p \times \left(\pi/4 \times d_p^2 \right) \times P \times \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_{CO} = 5 \times \left(\pi/4 \times (20,08 \times 0,1)^2 \right) \times 350 \times \operatorname{tg} 18$$

$$F_{CO} = 1785,43 \text{ kgf}$$

$$F_{co} = 17854,3 \text{ N}$$

Os valores das reações atuantes nos mancais do eixo da bomba, são obtidas por intermédio das equações (29) e (30). As medidas L_a e L_b tiradas do desenho do

conjunto (FIGURA 49) apresentam os seguintes valores 64,5 e 147 mm, respectivamente. Portanto:

$$Rb = \frac{Fco \times La}{La + Lb}$$

$$Rb = \frac{1785,43 \times 64,5}{64,5 + 147}$$

$$Rb = 544,93 \text{ kgf}$$

$$R_b = 5444,93 \text{ N}$$

$$Ra = \frac{Fco \times Lb}{La + Lb}$$

$$Ra = \frac{1785,43 \times 147}{64,5 + 147}$$

$$Ra = 1240,937 \text{ kgf}$$

$$R_a = 12409,37 \text{ N}$$

5.17 Momento Fletor Máximo no Eixo

Traçando o diagrama momento fletor do eixo do eixo da bomba (FIGURA 66), tem-se:

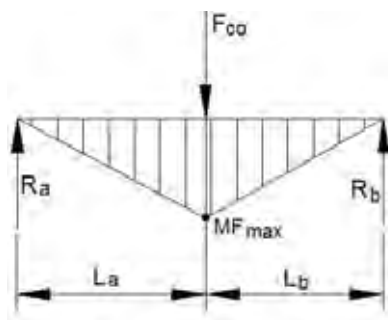


Figura 81 – Diagrama Momento Fletor do Eixo da Bomba.

Onde o momento fletor máximo ($MF_{\max}$) é dado pela equação (34):

$$MF_{\max} = \frac{Fco \times Lb}{La + Lb} \times La$$

$$MF_{\max} = \frac{1785,43 \times (147 \times 0,1)}{(64,5 + 147) \times 0,1} \times (64,5 \times 0,1)$$

$$MF_{\max} = 8004,04 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$MF_{\max} = 800,4 \text{ N.m}$

5.18 Momento Torçor no Eixo

O momento torçor máximo no eixo é dado pela equação (35), ou seja:

$$T = 2,261 \times d \times d_p^2 \times P \times \text{tg} \alpha$$

$$T = 2,261 \times (45 \times 0,1) \times (20,08 \times 0,1)^2 \times 350 \times \text{tg} 18$$

$$T = 4628,25 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$T = 462,83 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.19 Diâmetro Mínimo do Eixo

Considerando que o material utilizado no eixo é o aço SAE 4340 e que seu limite de resistência à fadiga é de 120 Mpa. O diâmetro mínimo do eixo pode ser determinado pela equação (36):

$$De = \sqrt[3]{\left(\frac{32}{\pi \times \sigma_n}\right) \times \left((MF_{\max})^2 + T^2\right)^{1/2}}$$

$$De = \sqrt[3]{\left(\frac{32}{\pi \times 120 \times 10^6}\right) \times \left((800,4)^2 + (462,83)^2\right)^{1/2}}$$

$$De = 0,0428 \text{ m}$$

$$D_e = 42,8 \text{ mm}$$

5.20 Especificação dos Rolamentos

5.20.1 Rolamentos do eixo

Conforme discutido no item 4.15 será utilizado nesta máquina rolamentos cônicos, pois além de suportar cargas elevadas eles são mais robustos que os rolamentos de esferas.

Dados para a seleção do rolamento:

- Tempo de vida estimado = 15000 h
- Rpm = 1800
- Força radial (F_r) = R_a e R_b
- Força axial (F_a) = 0 (*a força da mola – força axial agindo no eixo – é muito pequena em relação a força radial, podendo ser desprezada*).
- Diâmetro mínimo do eixo (D_e) = 5,0 mm

Do ábaco (*catálogo NACHI*) obtém-se a relação C/P :

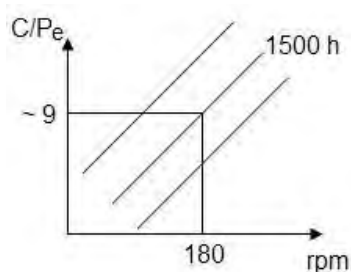


Figura 82 – Relação entre Cargas do Rolamento.

Onde:

C = Capacidade de carga dinâmica [kgf]

P_e = Carga equivalente sobre o rolamento [kgf]

Do gráfico (81) tira-se:

$$C = 9 P_e$$

Como a carga equivalente (P_e) é igual a Força Radial (F_r), tem-se:

$$C = 9 F_r \quad (45)$$

Aplicando a equação (45) no rolamento esquerdo da figura 66, tem-se:

$$C = 9 R_a$$

$$C = 9 (1240,94)$$

$$C = 11168,433 \text{ N}$$

Aplicando a equação (45) no rolamento direito da figura (66), tem-se:

$$C = 9 R_b$$

$$C = 9 (544,93)$$

$$C = 4904,37 \text{ N}$$

Com o valor de C, utiliza-se em seguida um catálogo de rolamentos para procurar um rolamento de rolos cônicos que apresente uma capacidade de carga dinâmica (C) aproximado dos valores acima calculados. Deve-se dar preferência aos rolamentos da série 32300, pois eles possuem uma maior capacidade de carga por volume.

Os rolamentos selecionados foram:

Rolamento esquerdo (FIGURA 66): 32.309

Rolamento direito (FIGURA 66): 32.305

5.20.2 Rolamentos da placa swashplate

Da equação (30), tem-se:

$$C_o \geq S_o \times P_o$$

Para o tipo de solicitação que os rolamentos da placa swashplate estão sujeitos, adotaremos um coeficiente de segurança estático (S_o) igual a 1,5.

Substituindo a equação (34) na equação (32), tem-se:

$$C_o \geq 1,5 \times (6234,59 \times 0,5)$$

$$C_o \geq 4675,94 \text{ kgf}$$

Com o valor de C , utiliza-se em seguida um catálogo de rolamentos para procurar um rolamento de rolos cônicos que apresente uma capacidade de carga estática (C_o) aproximado do valor calculado. Deve-se dar preferência aos rolamentos da série 32300, pois eles possuem uma maior capacidade de carga por volume.

Portanto, o rolamento selecionado foi:

Rolamento: 32.306

5.21 Especificação do Flange SAE

Após uma análise do desenho do conjunto, verificou-se que o flange que melhor atende as exigências desta máquina é o flange SAE-C com quatro furos. Da tabela (9) obtém-se as medidas padronizadas deste flange.

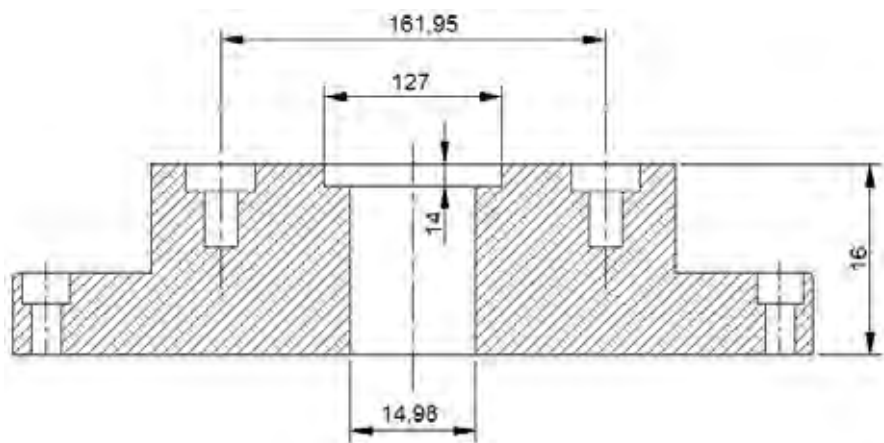
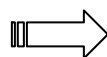


Figura 83 – Dimensões do flange SAE-C com 4 furos.

5.22 Estrias do Eixo

As tabelas (10) e (11) apresentam as dimensões da estria e o número de dentes de acordo com a vazão da bomba:

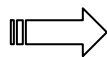


Tab. (10)

Nº de Dentes = 21

Comprimento do Dente = 48 mm

Vazão Nominal (Q_d) = 150 l/min



Tab. (11)

Diâmetro Primitivo = 33,33 mm

Diâmetro Externo max = 34,50 mm

Diâmetro Externo min = 34,32 mm

Vazão Nominal (Q_d) = 150 l/min

5.23 Diâmetro Externo do Corpo Central

Considerando que o material empregado na construção do corpo central das máquinas hidráulicas é geralmente o ferro fundido, e que este material apresenta uma tensão admissível de tração de $1,5 \text{ kgf/cm}^2$, podemos determinar o seu diâmetro externo pela equação 43:

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{(N_p \times d_p^2 \times p)}{\sigma}} + (d_{10})^2$$

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{5 \times (20,08 \times 0,1)^2 \times 350}{(1,5 \times 100)}} + (242,15 \times 0,1)^2$$

$$d_{ec} = 25,16 \text{ cm}$$

$$d_{ec} = 251,6 \text{ mm}$$

5.24 Especificação do Retentor

A velocidade periférica do eixo é dada pelo ábaco do catálogo do fabricante, como mostra a figura 69.

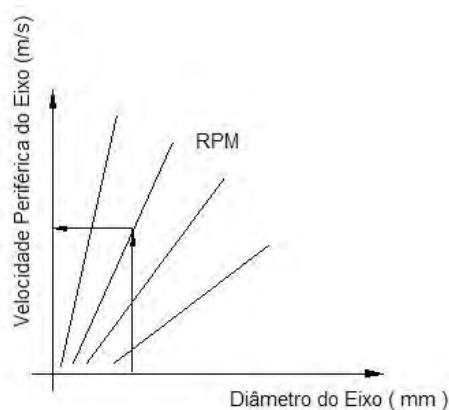
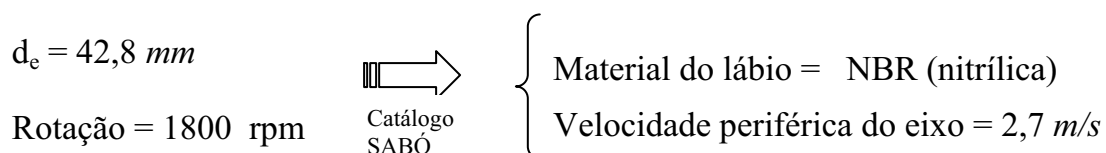


Figura 84 – Ábaco para Obtenção da Velocidade Periférica do Eixo.



O tipo de retentor que melhor atende as condições de trabalho para este tipo de equipamento é o BRG - *Vedação principal de borracha com mola, proteção contra poeira e recoberto externamente com borracha*) com orientação liso – LI (*orientação das estrias do lábio*).

Portanto, tem-se:

Tipo: BRG

Orientação: LI

Material da lábio: NBR

De ($\emptyset$ eixo): 45 mm

5.25 DIMENSÃO DOS PÓRTICOS DE ENTRADA E SAÍDA

O furos que compõem os pórticos de entrada e saída do fluido situado no flange direito, segundo a tabela 12, possuem as seguintes medidas:

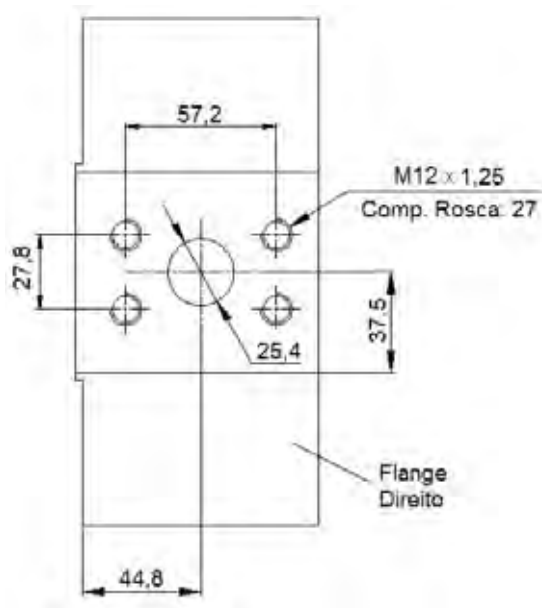


Figura 85 – Dimensões dos Pórticos Entrada/Saída.

CAPÍTULO 6 - MONTAGEM DA BOMBA

6.1 Introdução

Toda máquina tem uma seqüência de montagem mais adequada. Podem existir várias direções, entretanto, uma única seqüência também pode acontecer. Quando a máquina possui diversos componentes, sua montagem pode ser dividida em submontagens. Desta forma vai existir um instante em que a montagem tem apenas um único caminho. No caso desta bomba serão feitas inicialmente várias submontagens e, depois, seguir-se-á um único caminho até o final.

As seguintes submontagens serão feitas:

- a) anel externo do rolamento 32309 no flange SAE – C;
- b) anel externo do rolamento 32305 no flange lado direito;
- c) flange lado direito, dois O-ring's, placa de desgaste de aço e oito parafusos;
- d) eixo motriz e anel interno do rolamento 32309;
- e) flange guia, retentor e anel O-ring;
- f) bloco de cilindros e nove buchas dos cilindros;
- g) bloco de cilindros, anel interno e externo da mola, e anel elástico;
- h) bloco de cilindros, dois anéis O-ring's, placa de desgaste de bronze e oito parafusos;
- i) nove mancais de pistão e nove pistões
- j) placa de retenção, mancal da placa de retenção e suporte da placa
- k) anel externo do rolamento da placa swashplate
- l) anel interno do rolamento da placa swashplate e O-ring

Todas essas submontagens criarão subconjuntos que poderão aguardar a sua vez de serem agregados na seqüência final da montagem da bomba.

Para que a montagem final seja executada, será utilizada uma placa circular de alumínio fixada em uma mesa. Esta placa contém um furo central com diâmetro nominal igual àquele do flange guia e quatro furos passantes, igualmente espaçados e com circunferência de centro igual àquela do flange SAE-C.

6.2 Montagem do Anel Externo do Rolamento 32309 e do O-ring No Flange SAE-C

A montagem do anel externo do rolamento 32309 no furo do flange SAE não requer o uso de prensa, pois este anel deve ser introduzido no furo com pequeno esforço, no máximo com a ajuda de um martelo de borracha, conforme previsto quando se realizou a análise do ajuste. O O-ring deve ser introduzido no seu canal com uma pequena dilatação do seu diâmetro.

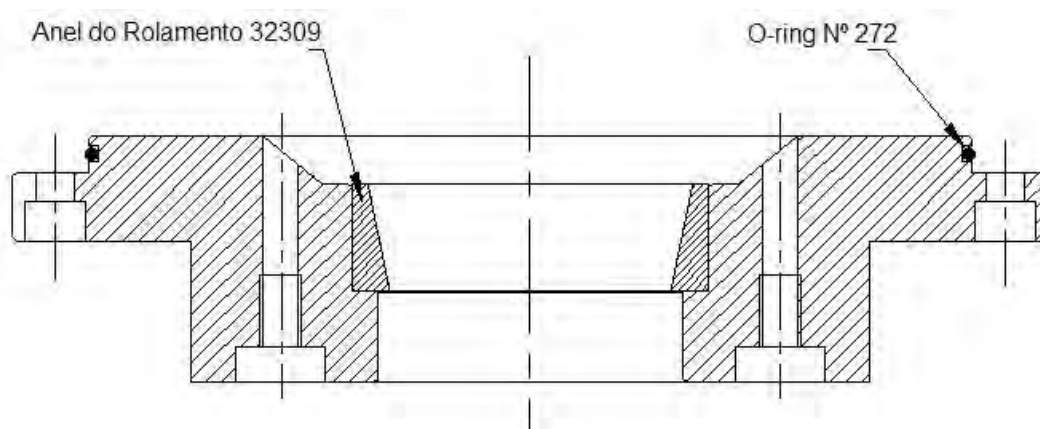


Figura 86 – Anel Externo do Rolamento e do O-ring no Flange SAE-C.

6.3 Montagem da Placa de Desgaste de Aço, do Anel do Rolamento e do O-ring no Flange Guia

Para a montagem das peças das figuras 86 e 87 não há necessidade de prensa, pois o anel do rolamento 32305 deverá ser introduzido no furo no máximo com a ajuda de um martelo de borracha. Este anel do rolamento possui um ajuste deslizante em relação ao furo.

A colocação dos anéis O-ring's na montagem da figura 86 juntamente com a placa de desgaste de aço, não requer muita atenção, apenas é necessário apoiar a peça sobre uma mesa e executar a sequência de posicionamento dos anéis, posteriormente

colocar a placa e, em seguida, os parafusos de cabeça baixa M5. O torque de aperto destes parafusos deve estar de acordo com o catálogo do fabricante do parafuso.

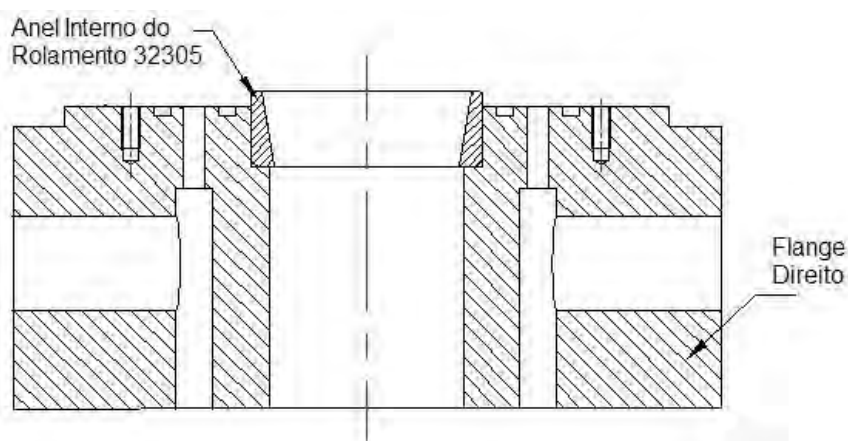


Figura 87 – Anel Externo do Rolamento 32305.

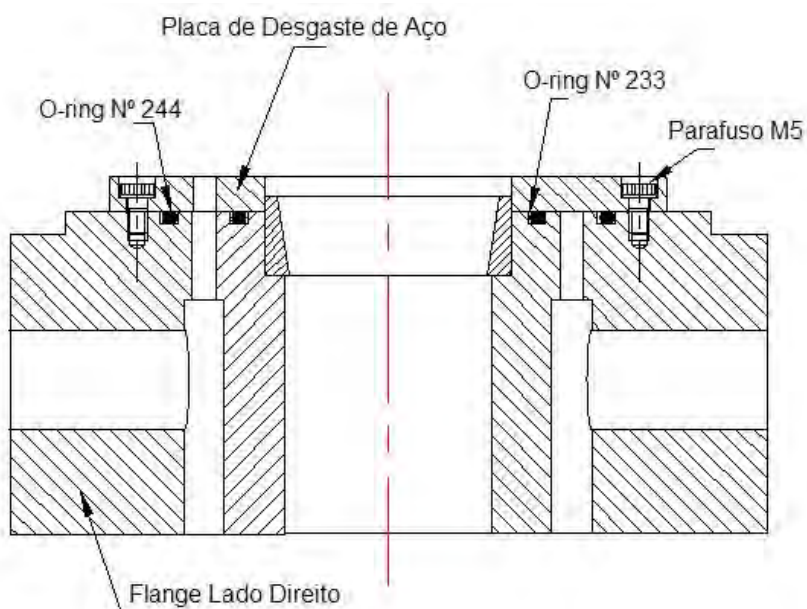


Figura 88 – Flange Lado Direito, O-ring's, Placa de Desgaste de Aço e Parafusos M5.

6.4 Montagem do Anel Interno do Rolamento 32309 no Eixo Motriz

A montagem do anel interno do rolamento 32309 no eixo motriz necessita de uma prensa hidráulica para a sua execução. Um tubo de parede grossa de diâmetro interno aproximadamente 45,5 mm deverá ser utilizado para apoiar na face do anel interno do rolamento. O alinhamento da linha de centro do eixo com a direção de prensagem também é importante. Neste caso, quando se colocar o anel interno na ponta do eixo ele deverá se deslocar livremente por aproximadamente 36 mm até que a face de apoio do anel interno encoste no escalonamento do eixo. Isto já foi previsto no projeto e usinagem do eixo, para evitar um possível desalinhamento que normalmente ocorre com o anel interno, no início da prensagem.

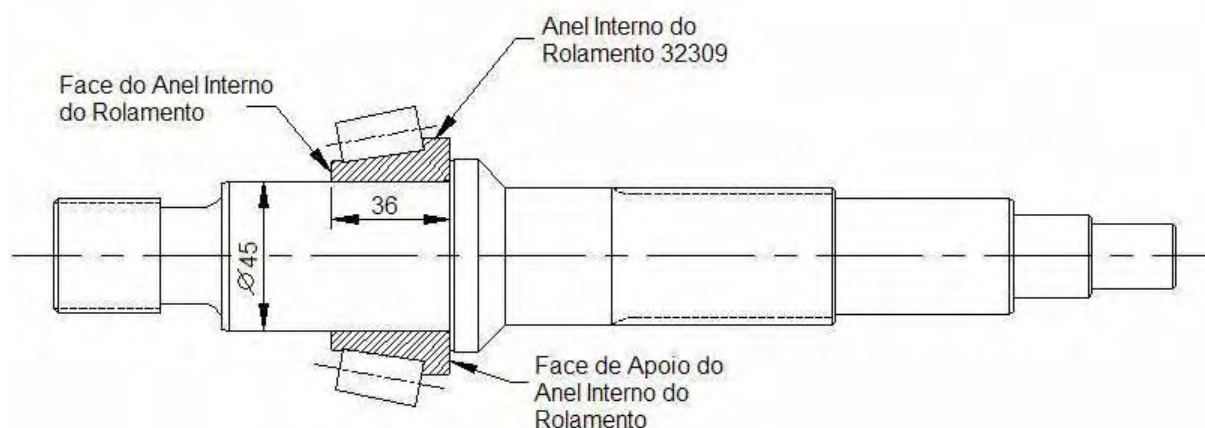


Figura 89 - Eixo Motriz e Anel Interno do Rolamento 32309.

6.5 Montagem do Retentor e do O-ring no Flange Guia

A montagem do retentor no flange guia da figura 89 também necessita de um tubo de parede grossa de acordo com o diâmetro do retentor. O alinhamento com a linha de prensagem também é muito importante nesta operação. Cuidado maior deve ser tomado com a força de prensagem neste caso, pois o retentor é uma peça relativamente frágil, isto é, ele pode facilmente ser deformado durante a prensagem.

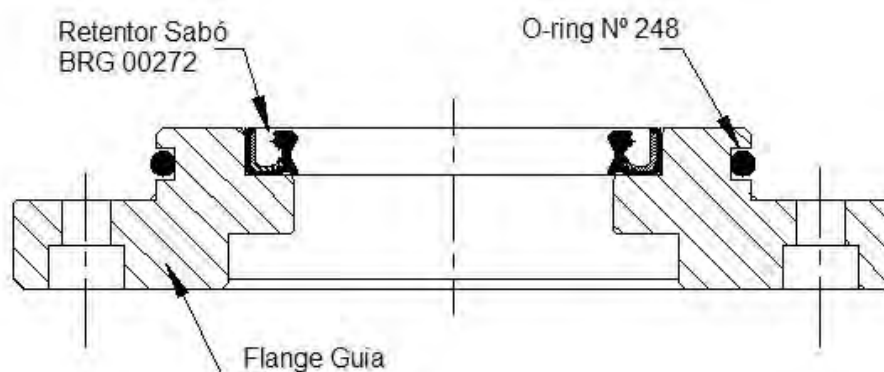


Figura 90 - Flange Guia, Retentor e O-ring.

6.6 Montagem das Buchas no Bloco de Cilindros

Conforme ilustrado na figura 90, a prensagem das nove buchas de bronze nos furos do bloco de cilindros necessitam da utilização não de um tubo, mas de um cilindro maciço e escalonado de acordo com a bucha. O diâmetro menor do cilindro deve ser um pouco menor que o diâmetro interno da bucha e comprimento de aproximadamente 45 mm. O alinhamento da linha da bucha com o centro do furo é muito importante durante a prensagem, pois a bucha pode se deformar facilmente devido a sua parede fina.

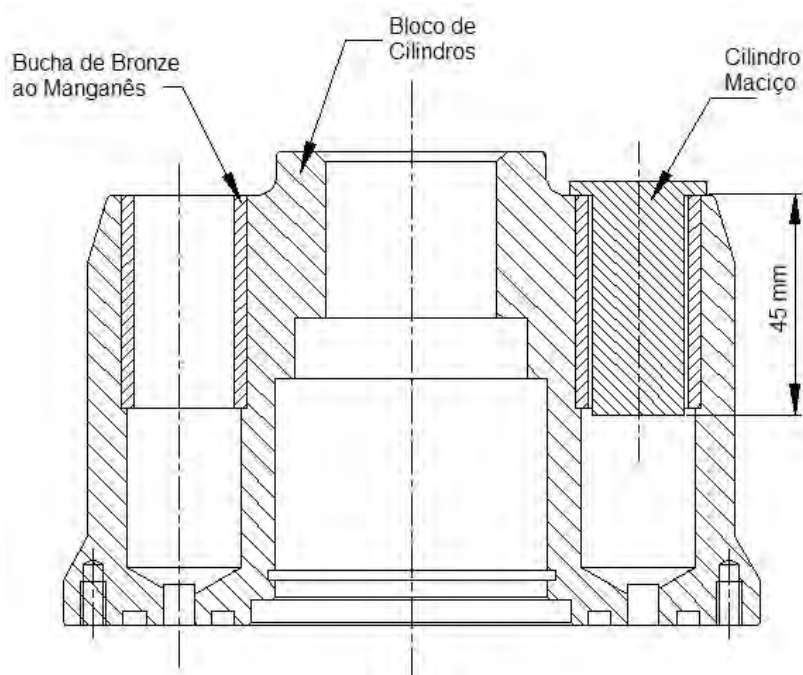


Figura 91 – Bloco de Cilindros e Buchas do Pistão.

6.7 Montagem dos Anéis Interno e Externo , da Mola e do Anel Elástico no Bloco de Cilindros

Para esta operação o bloco de cilindros deve estar com o lado do pescoço apoiado sobre uma superfície plana e perpendicular à linha de montagem. Inicialmente o anel de encosto deve ser colocado no furo seguido pela mola e pelo outro anel elástico. Com um eixo cilíndrico escalonado prensa-se estas três peças até que o último anel ultrapasse o canal do anel elástico. Em seguida utilizando o alicate para anel elástico de furo introduz-se o anel elástico no canal. Deve-se tomar cuidado durante o fechamento do anel elástico com o alicate de tal forma que o tubo de prensagem permita esta operação. A mola estará nesta situação participando desta montagem gerando forças internas dentro do bloco de cilindros (FIGURA 91). Quando o bloco de cilindros for montado junto com o eixo esta mola atuará como uma força externa, pois o anel de encosto interno apoiará no escalonamento do eixo, como pode-se observar no desenho de conjunto (FIGURA 92).

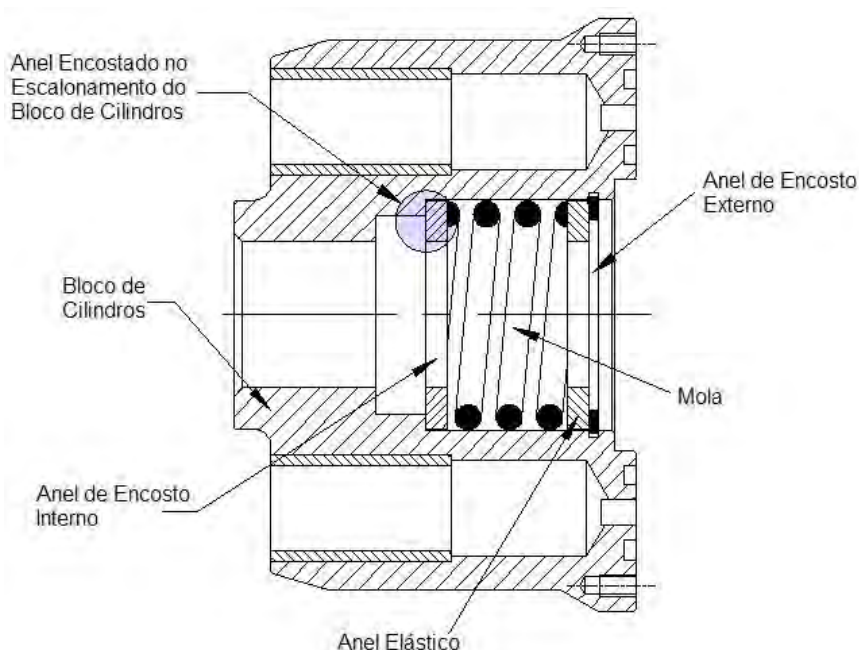


Figura 92 – Bloco de Cilindros, Anel Interno e Externo da Mola, Anel Elástico e Mola.

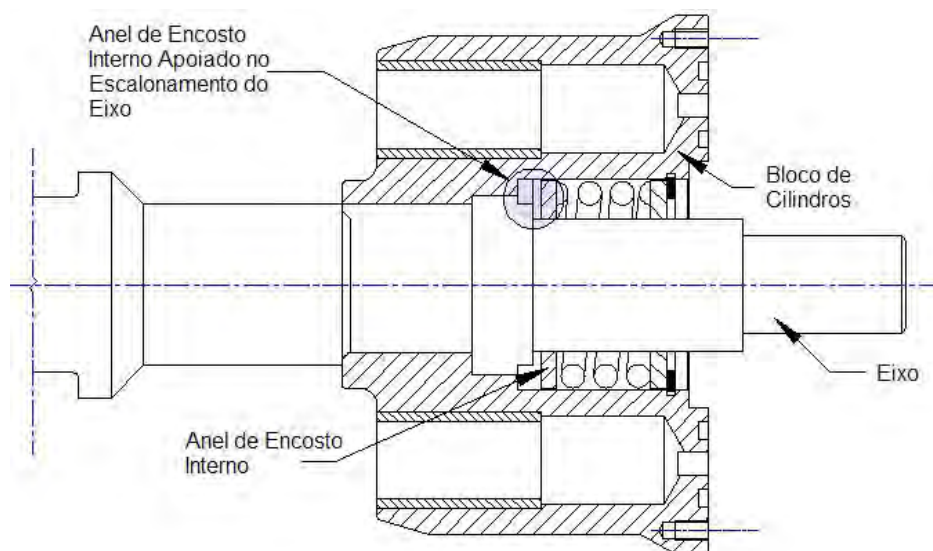


Figura 93 – Bloco de Cilindros, Anel Interno e Externo da Mola, Anel Elástico, Mola e Eixo.

6.8 Montagem da Placa de Desgaste de Bronze e dos O-ring's no Bloco de Cilindros

Nesta operação os dois anéis O-rings devem ser introduzidos nos seus respectivos canais. Observar que o lado externo dos O-rings devem estar tangenciando o lado externo dos canais. Em seguida a placa de desgaste de bronze deve ser montada no furo do bloco de cilindros. Esta operação deve ocorrer sem muito esforço não necessitando de martelo de borracha. Em seguida alinhar os furos e colocar o parafusos M5 de cabeça baixa apertando de acordo com o torque indicado pelo catálogo. Não há nenhuma referência quanto ao posicionamento dos furos da placa em relação aos furos rosqueados do bloco de cilindros.

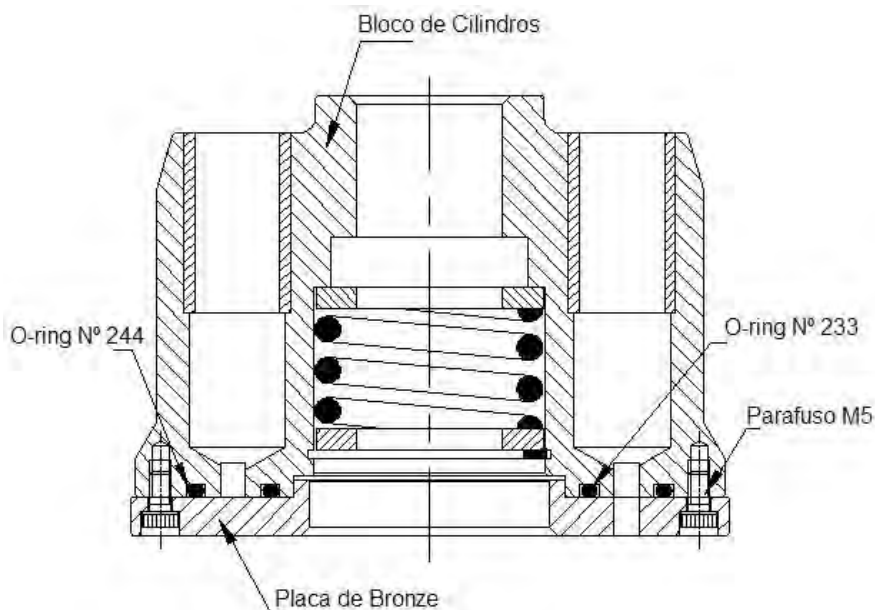


Figura 94 - Bloco de Cilindros, Placa de Bronze, O-ring's e Parafusos M5.

6.9 Montagem do Pistão no Mancal

A operação de montagem do pistão no mancal é uma operação que necessita de uma ferramenta especial. Ela é composta de duas placas planas e simétricas e retangulares. Estas placas quando unidas formam uma outra peça plana como as duas anteriores. Na direção do seu eixo menor, há dois furos simétricos passantes que serão atravessados por dois parafusos que realizaram o papel de prensa. Durante a operação de prensagem, as bordas cilíndricas do corpo do mancal do lado do pistão, sofrerão uma deformação permanente que, conseqüentemente, prenderá a cabeça do pistão no mancal. Esta operação de ajuste da folga entre a cabeça do pistão e o furo esférico do mancal é feita apenas utilizando a sensibilidade do operador, tal que não haja folga excessiva e nem travamento entre as peças.

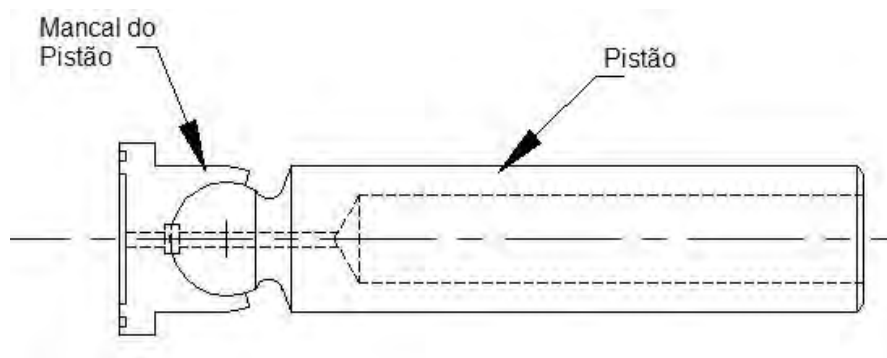


Figura 95 – Pistão no Mancal.

6.10 Montagem da Placa de Retenção, do Mancal da Placa de Retenção e do Suporte do Mancal

A placa de retenção, o mancal da placa de retenção e o suporte do mancal necessitam serem montados juntos com os pistões e com o bloco de cilindros formando um subconjunto. Existe esta necessidade porque nenhuma dessas três peças podem ser colocadas passando pelo bloco de cilindros, pois os seus diâmetros internos são menores que o maior diâmetro do bloco de cilindros. Este novo subconjunto, conforme pode ser observado na figura 95 deve ser manuseado com cuidado, pois as partes podem se separar facilmente. Tal problema pode ser solucionado usando-se fitas auto travantes para prender as partes deste subconjunto.

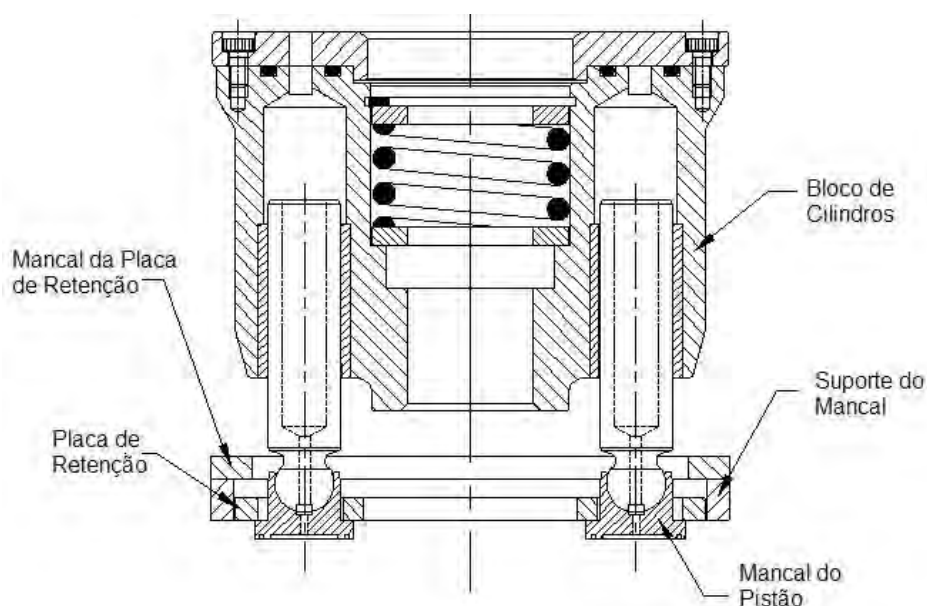


Figura 96 - Placa de Retenção, Mancal da Placa e Suporte do Mancal.

6.11 Montagem do Anel Externo do Rolamento da Placa Swashplate.

Esta operação é facilmente realizada sem a necessidade de prensa, pois o anel externo deste rolamento tem ajuste deslizante em relação ao furo da placa swashplate. Antes que esta placa seja montada no corpo central é necessário fazer um ajuste, por tentativa e erro, sobre o seu posicionamento final junto com o corpo central.

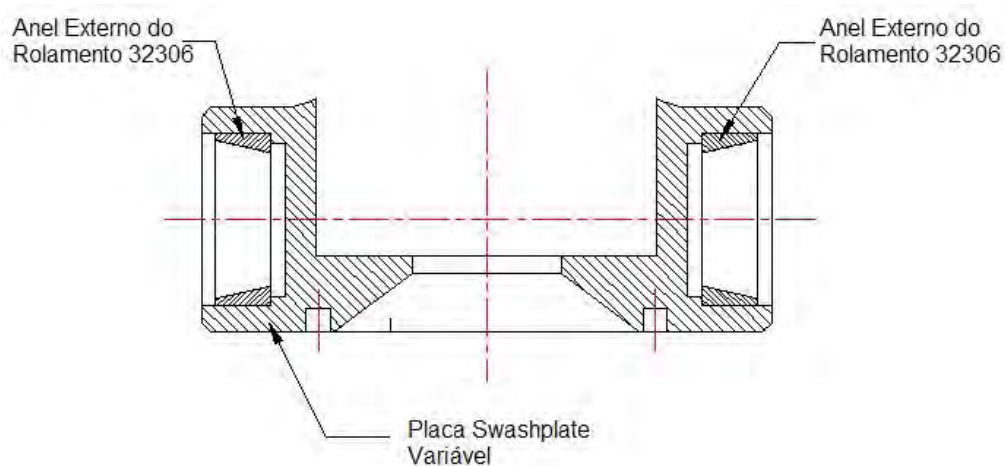


Figura 97 - Anel Externo do Rolamento da Placa Swashplate.

6.12 Montagem do Anel Interno do Rolamento e do O-ring no Flange da Placa Swashplate

Esta montagem necessita de uma prensa, pois conforme previsto na análise do ajuste deve haver interferência entre o diâmetro do anel interno do rolamento e o eixo. A face maior do flange deve estar apoiada num plano perpendicular à linha de prensagem.

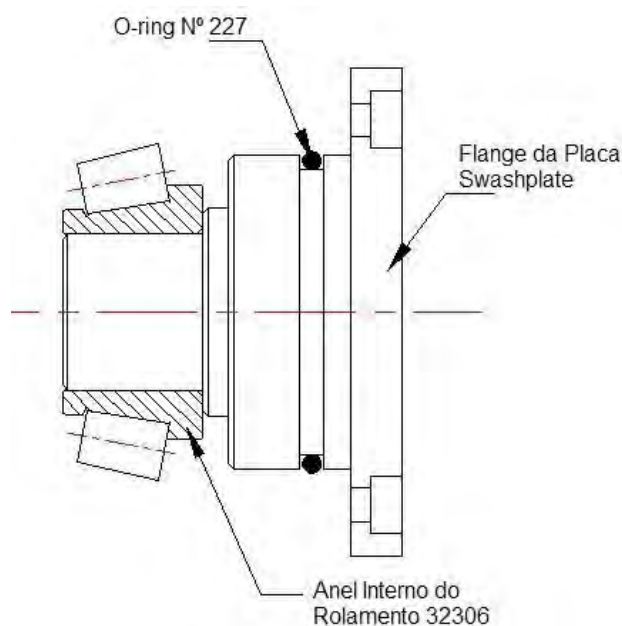


Figura 98 - Anel Interno do Rolamento da Placa Swashplate e O-ring .

Deve-se tomar cuidado a fim de que no início da prensagem o anel interno do rolamento não desalinhe.

6.13 Montagem do Subconjunto Figura 96 Com o Subconjunto da Figura 97

Os elementos das figuras 95 e 96 são agrupados para formar um novo subconjunto. Neste agrupamento os oito parafusos M6 vão fixar o mancal da placa retenção no seu respectivo suporte. Deve-se observar a posição relativa entre as placa e a face da placa swashplate. O torque dos parafusos deve estar de acordo com o catálogo. Após a conclusão destas operações o novo subconjunto ainda deverá ser

manuseado com cuidado para que não se desmonte, isto é, que o bloco de cilindros não se separe dos pistões.

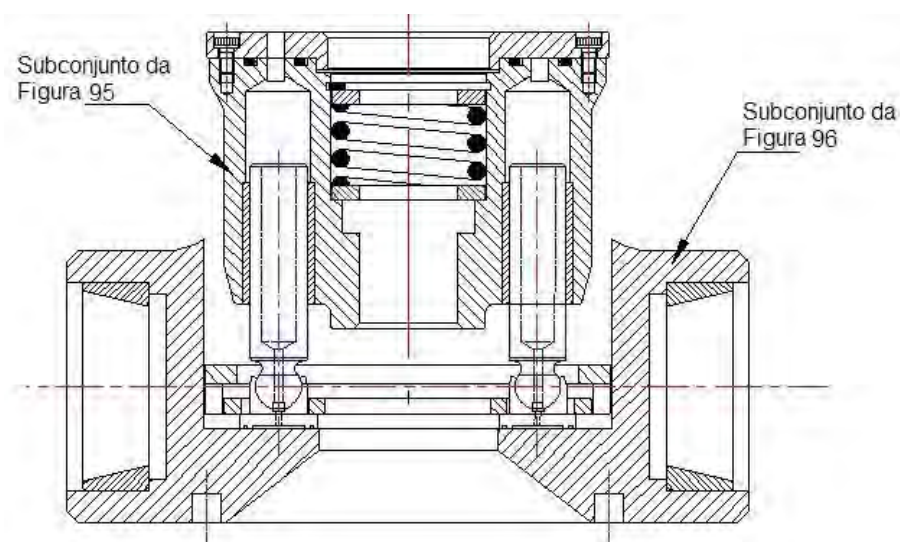


Figura 99 - Subconjunto da Figura 96 com o Subconjunto da Figura 97.

6.14 Montagem dos Anéis Externo e Interno do Rolamento e do Eixo no Flange SAE

Com as submontagens feitas a operação de montagem da máquina propriamente dita pode ser inicializada. Utilizando-se uma mesa e uma placa metálica de diâmetro 280 mm com um furo central de aproximadamente 85 mm, quatro furos de diâmetro 12 mm igualmente espaçados em uma circunferência de centro de 162 mm pode-se prender o flange lado direito como mostrado na figura 98. Também dois furos simétricos de diâmetro 27 mm usinados em uma circunferência de centro de 140 mm devem ser previstos para a passagem do parafuso posicionador. A montagem da bomba será feita acrescentando as outras submontagens sobre este flange. Observar que o flange guia não está fixado no flange SAE-C, pois ele será colocado na última operação de montagem.

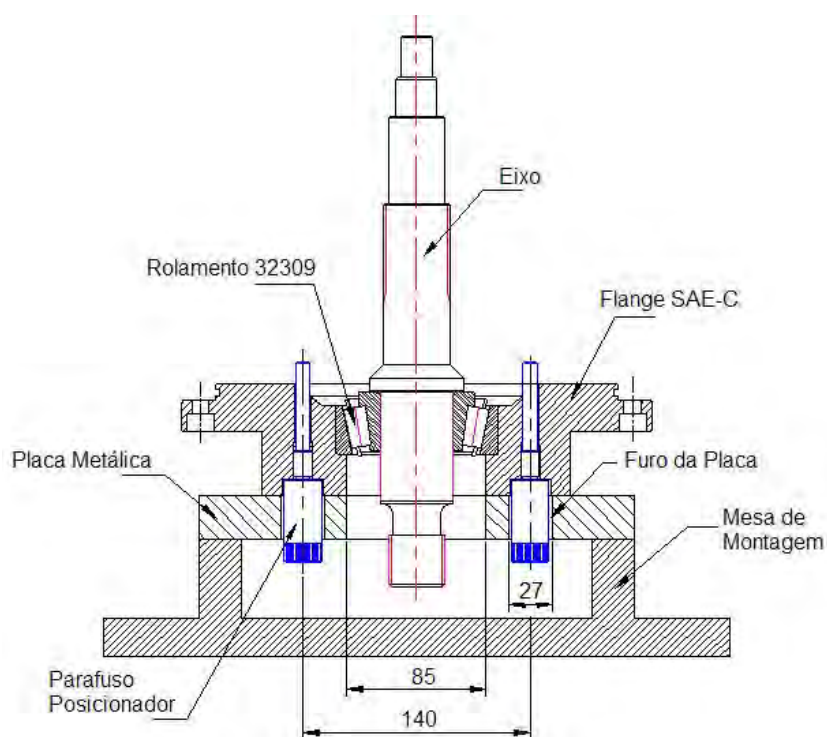


Figura 100 - Flange SAE- C e Anéis Interno e Externo do Rolamento 32309.

6.15 Montagem Subconjunto Figura 99 no Parafuso Posicionador

Em seguida, conforme figura 100, os componentes da figura 98 são acrescentados no subconjunto da figura 98. Observar o encaixe dos dois furos da placa swashplate nos dois parafusos posicionadores. Estes dois parafusos manterão a placa swashplate nesta posição até que o corpo central e os anéis internos do rolamento da placa e seus respectivos flanges sejam montados .

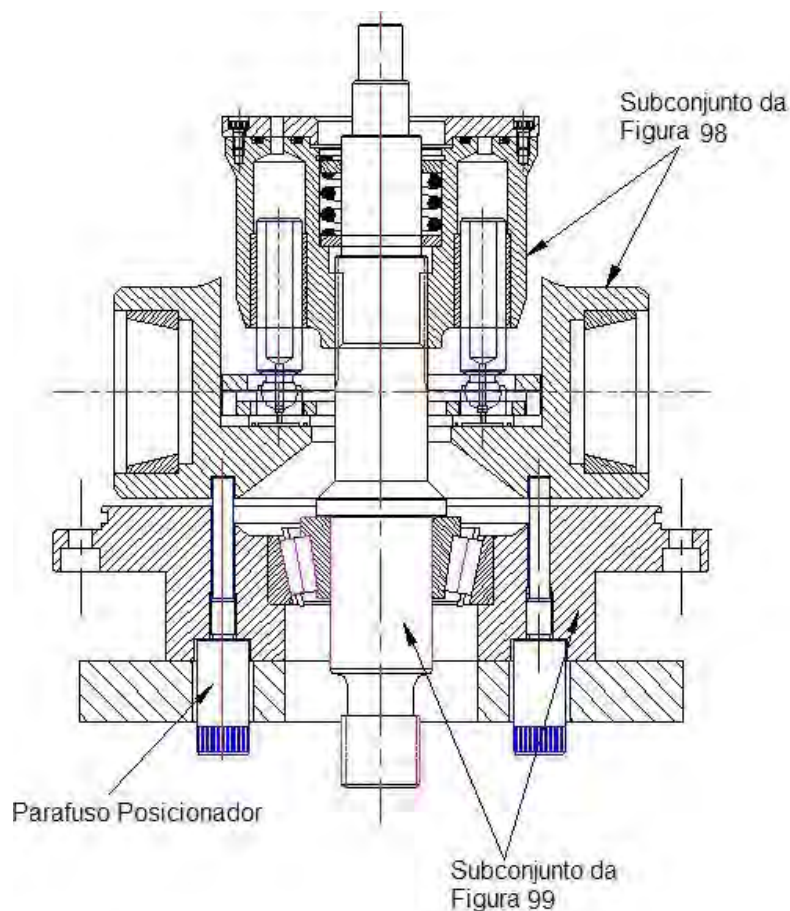


Figura 101 - Subconjunto da Figura 99 no Subconjunto da Figura 100.

6.16 Montagem do Pistão do Servomecanismo, Molas, Pistão Posicionador e Flange

O pistão do servocomando é montado no cilindro fixado no corpo central. Dentro do pistão deverá inicialmente ser montado a biela e o seu pino. Quando o pistão for introduzido no cilindro esta biela deverá ser girada e encaixada na cavidade do pistão permitindo a montagem. Em seguida, com o pistão posicionador no centro do cilindro as duas molas, uma em cada extremidade, assim como os dois pistões posicionadores com O-rings, deverão ser acrescentados. Para finalizar, os dois flanges com furos passantes e rosqueados no centro deverão completar esta montagem juntos com os respectivos parafusos M6.

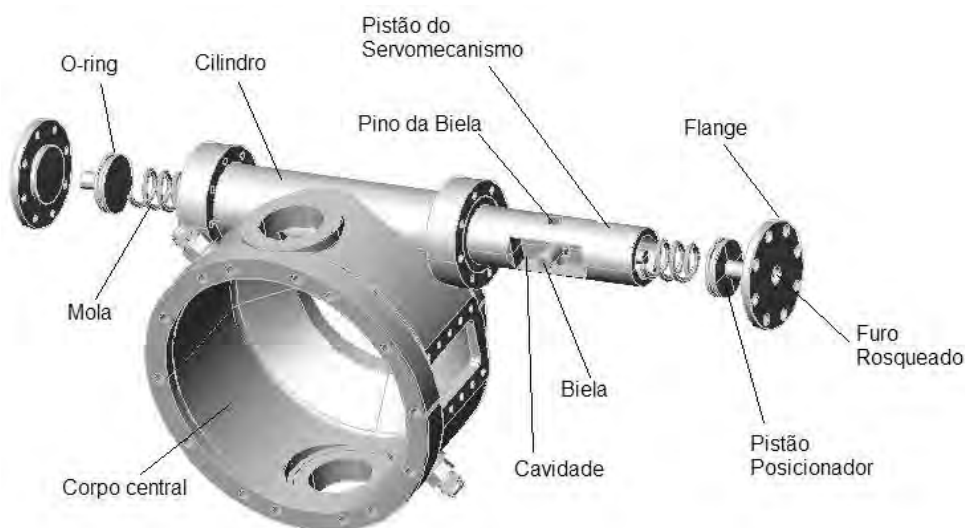


Figura 102 - Corpo Central, Pistão do Servocomando e Acessórios.

6.17 MONTAGEM DO CORPO CENTRAL E FLANGE COM O ANEL INTERNO DO ROLAMENTO 32306 DA PLACA SWASHPLATE

Em seguida o corpo central é colocado. No entanto deve-se observar que o corpo central possui na sua parte externa duas marcas de referência. Estas marcas devem coincidir com as marcas no flange SAE e com aquela no flange direito. Os parafusos M10 unindo o corpo central ao flange SAE também devem ser colocados nesta fase.

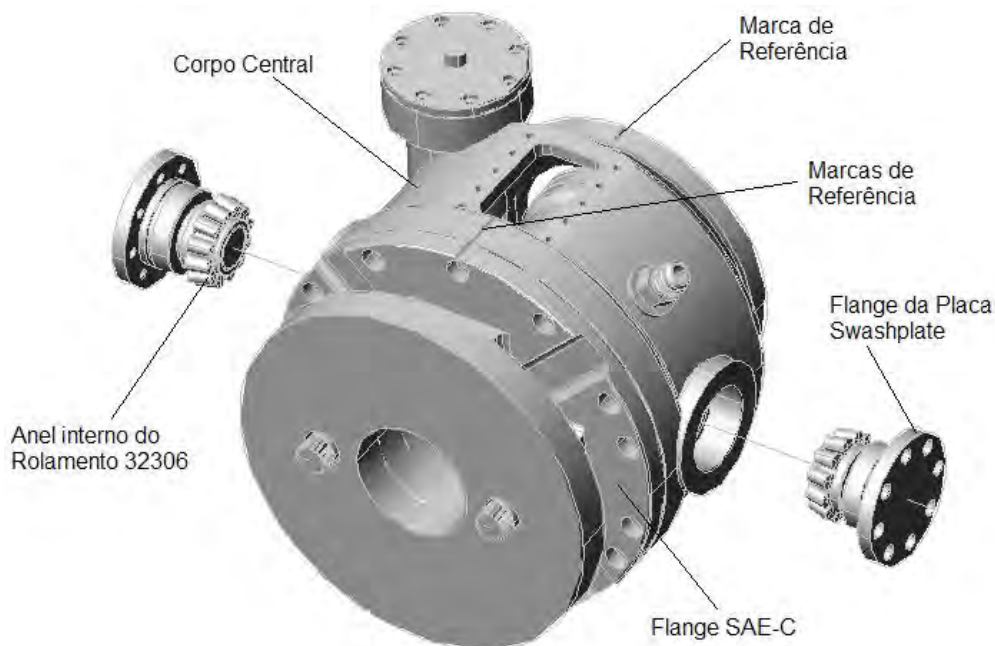


Figura 103 - Montagem do Corpo Central e do Anel Interno do Rolamento da Placa Swashplate.

6.18 Montagem do Anel Interno do Rolamento 32305 no Eixo

O anel interno do rolamento 32305 deve ser prensado no eixo conforme o ajuste estudado. A utilização de uma prensa não é a melhor forma para montar este rolamento no eixo. Uma solução mais viável é a utilização de uma ferramenta que será fixada com parafusos na face do corpo central. Esta ferramenta ainda possui um parafuso no seu centro e alinhado com o eixo da máquina. Este parafuso ao ser acionado forçará através de um tubo o anel interno do rolamento no eixo. Com este procedimento toda a carga de prensagem ficará apoiada no rolamento 32309 do flange SAE. Embora a carga estática deste rolamento permita esta operação é melhor que a ponta de eixo estriada fique apoiada na superfície da mesa fazendo que o anel interno do rolamento 32309 fique levemente afastado axialmente do seu anel externo. Desta forma toda a carga de prensagem ficará apoiada na mesa.

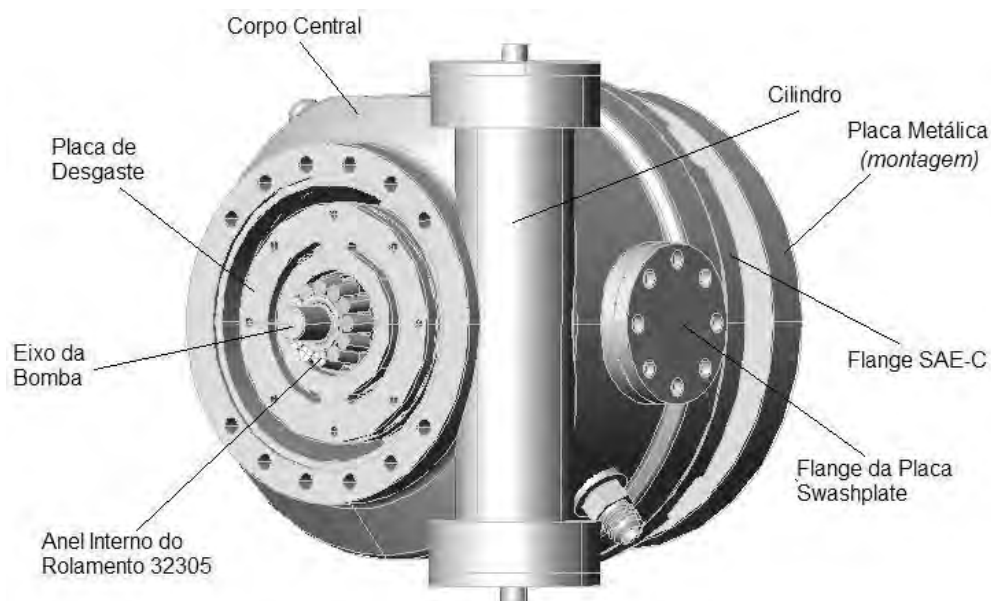


Figura 104 - Montagem do Anel Interno do Rolamento 32305.

6.19 Montagem da Luva Rígida

A luva rígida é utilizada para fazer a ligação entre o eixo da bomba swashplate com o eixo da bomba de engrenagens, utilizada no acionamento do servomecanismo. Ela possui internamente um comprimento axial liso e outro estriado. A parte lisa deverá ser introduzida no eixo da bomba swashplate fazendo com que o furo radial do referido eixo e da luva fiquem alinhados. Em seguida o pino elástico deverá ser introduzido no furo da luva e passando pelo furo do eixo da bomba swashplate. Há necessidade do auxílio de um martelo para realizar esta operação

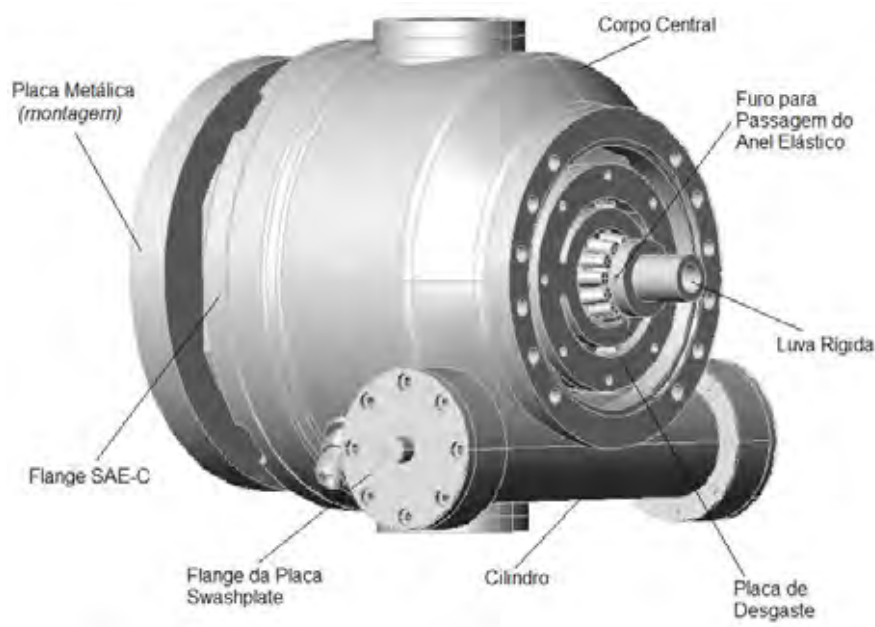


Figura 105 - Montagem da Luva Rígida.

6.20 Montagem do Flange Direito

Antes de posicionar o flange lado direito deve-se colocar no canal radial do corpo central o O-ring N° 260. Observar que o O-ring deve ficar levemente pressionando o diâmetro externo do canal, pois trata-se de uma vedação radial com pressão interna maior que a atmosférica. Em seguida, ao se posicionar o flange no furo do corpo central ambas as peças devem ter as marcas de referência coincidentes. Os parafusos longos M10 devem ser colocados manualmente seguidos do aperto final de acordo com o torque recomendado. A face do flange não deverá tocar a face do corpo quando os parafusos alinharem as peças. Deverá ficar um espaço entre as faces de aproximadamente 4 mm. Isto acontece porque a mola que está acoplada ao bloco de cilindros ficará com o seu anel de encosto apoiado no escalonamento do eixo.

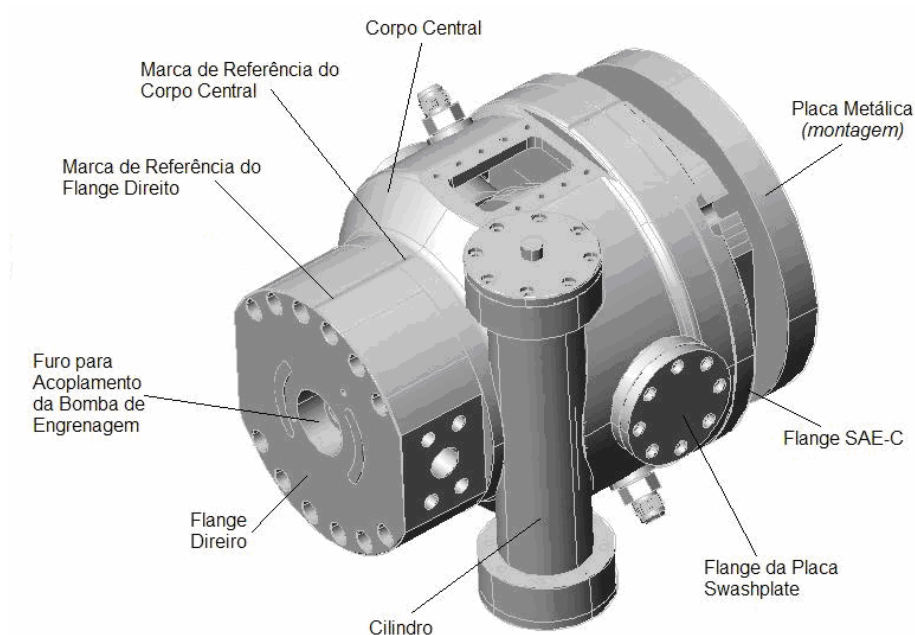


Figura 106 - Montagem do Flange Direito.

6.21 Montagem da Bomba de Engrenagens

A bomba de engrenagens Rexroth possui uma ponta de eixo estriada que deverá acoplar à luva rígida da ponta do eixo. O eixo da bomba se encaixará na luva antes da saliência cilíndrica e o anel O-ring acoplar ao furo do flange lado direito. Ainda assim deve-se tomar cuidado para que o anel O-ring não seja danificado durante esta parte da montagem.

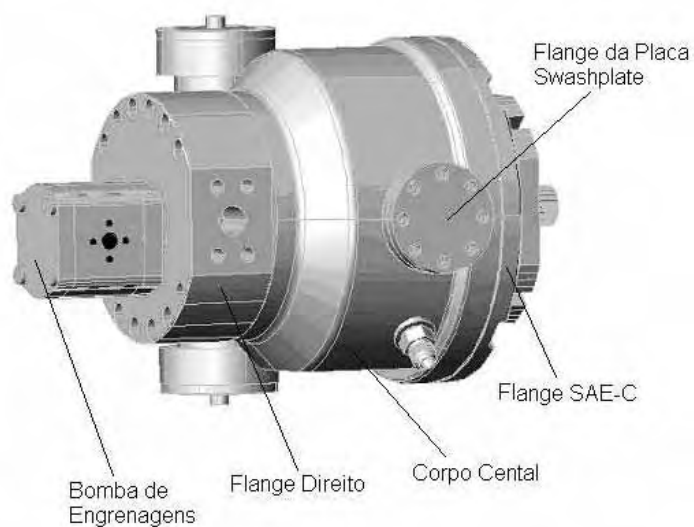


Figura 107 - Montagem da Bomba de Engrenagens.

6.22 Montagem do Flange Guia

O flange guia é a última peça a ser montada por vários motivos. Um deles é a posição que ele ocupa na máquina impossibilitando a colocação do parafuso posicionador numa das etapas de montagem. Outro motivo é porque existe acoplado a este flange o retentor que precisa ser cuidadosamente introduzido pela ponta de eixo estriada. Sendo assim, o conjunto da bomba deve ser retirado da placa de montagem para a colocação deste flange guia.

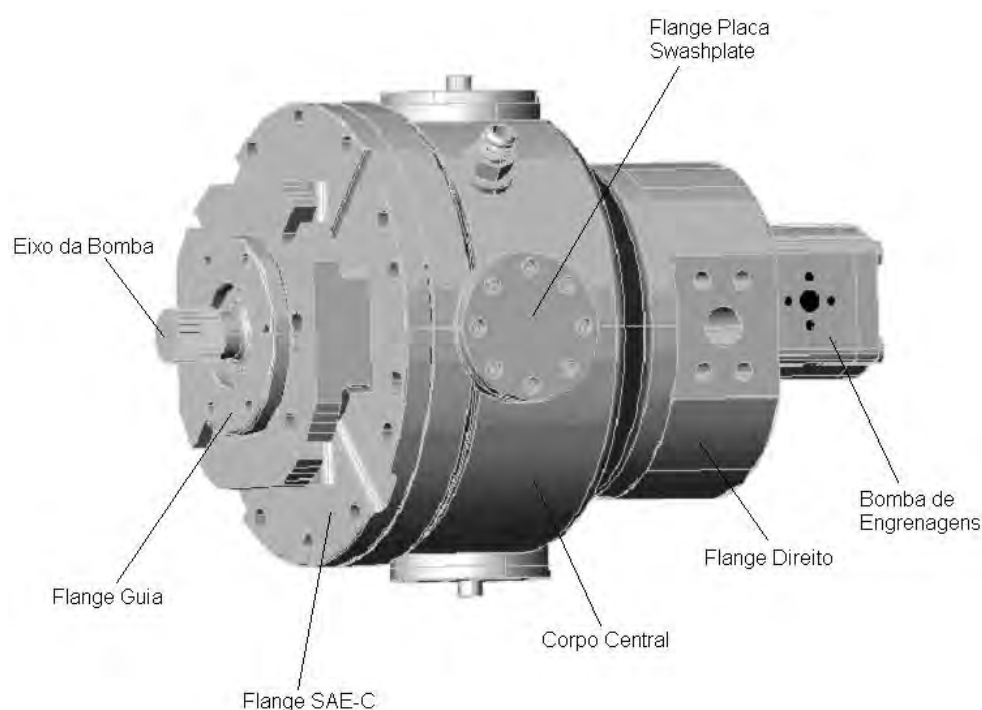


Figura 108 - Montagem do Flange Guia.

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES

A seguir serão comentados alguns aspectos importantes sobre o desenvolvimento do trabalho, assim como as contribuições obtidas com o seu desenvolvimento.

De forma prática, o desenvolvimento deste projeto pode ser dividido em três etapas: problematização, estudo sobre o problema, aquisição de conhecimento e implementação, sendo estas etapas interativas entre si. As primeiras etapas apresentada acima foi desenvolvida no início das atividades do trabalho, durante os primeiros conversas com o orientador deste projeto. Após o tema ter sido escolhido, foi realizado o estudo sobre os diversos assuntos a serem abordados. O objetivo deste estudo foi familiarizar-se com os conceitos que seriam fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho. É importante ressaltar que o grande problema encontrado durante o desenvolvimento deste projeto foi a dificuldade em encontrar referências específicas disponíveis relacionadas com o projeto deste tipo de máquina, principalmente no que se refere ao dimensionamento dos seus componentes.

Pode-se considerar que o objetivo desejado no início do trabalho foi alcançado com êxito, principalmente levando-se em consideração as dificuldades encontradas durante a sua realização. Como em todo trabalho de pesquisa, algumas idéias iniciais foram abandonadas ou reavaliadas, devido as restrições encontradas durante o desenvolvimento deste projeto.

Os resultados obtidos mostram que através deste trabalho mesmo os engenheiros com pouca experiência em projetos podem desenvolver o projeto desta máquina através da metodologia desenvolvida, uma vez que este assunto é pouco abordado na literatura.

O desenvolvimento de um projeto pode ser considerado uma das atividades mais completas e importantes dentro da engenharia. Isto porque na concepção de um projeto mecânico o projetista deve possuir um conhecimento global de quase todas as áreas da engenharia. Muitas decisões tomadas durante a elaboração de um projeto, afetam de modo direto todas as outras etapas seguintes. Estas decisões são tomadas baseadas na experiência do projetista e/ou no estudo de casos semelhantes registrados.

Outra ferramenta muito valiosa durante a criação de um projeto são os conhecimentos dos processos de fabricação e técnicas de construção, pois eles permitem viabilizar a execução de um projeto com facilidade, tornando-o competitivo.

Com o desenvolvimento deste trabalho, foi possível verificar a grande diferença existente entre o projeto conceitual e o projeto executivo, pois o ato de projetar não se restringe unicamente aos conhecimentos de engenharia analisados isoladamente, é necessário compreender de forma detalhada, os processos de fabricação mais adequados para cada operação, as restrições dos equipamentos, bem como a utilização do conhecimento dos operadores de máquinas.

A utilização de simulações em 3D no desenvolvimento de projetos mecânicos são importantíssimos na verificação de possíveis interferências entre os mecanismos.

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

A obtenção do conhecimento necessário para que uma bomba de pistões axiais de vazão variável fosse construída no Brasil passou por várias etapas e todas elas foram vencidas. Inicialmente foi realizado um extenso trabalho de pesquisa sobre projetos de natureza semelhante, uma grande contribuição foi a consulta ao trabalho desenvolvido por Zangrandi (1993). No entanto, outros problemas não conhecidos surgiram tendo em vista a maior complexidade desta máquina. Desta vez, recursos financeiros para aquisição de materiais e para a usinagem das peças por empresas especializadas, foi o menor problema. A maior dificuldade para a realização deste trabalho foi elaborar os desenhos sem erros, pois estes poderiam inviabilizar a usinagem assim como usar peças de forma errada o que inviabilizaria a montagem final. No entanto, sempre trabalhando visando obter uma máquina totalmente nacional e equivalente as existentes no mercado, contamos com constantes e valiosas trocas de informações com o setor de engenharia da Liebherr do Brasil, em Guaratinguetá. As usinagens que exigiram máquinas CNC não foi o grande problema nesta fase do trabalho. No entanto, a usinagem das estrias do eixo e do furo do bloco de cilindros, aparentemente simples e que não poderiam ser feitas nas oficinas desta faculdade, foi a maior dificuldade

encontrada, pois são pouquíssimas as empresas que realizam este tipo de trabalho quando envolve pequenas quantidades a serem produzidas.

O importante ao término do trabalho foi que a conquista tecnológica foi alcançada. Trabalhos futuros relativos ao assunto deverão ser desenvolvidos não mais em termos de tecnologia mas relativo ao mercado, ou seja, conseguir produzir esta máquina em escala, com preço competitivo para que seja possível a substituição das bombas swashplate utilizadas e que atualmente são importadas. Isso demonstra a relevância do tema e o reconhecimento da importância deste trabalho para as empresas que utilizam este equipamento.

REFERÊNCIAS

- BEER, FERDINAND P.; JOHNSTON E.R.; DEWOLF, J. Resistência dos Materiais. Ed. Mc Graw Hill, 2006
- CAMERON, A. The Principles of lubrication. London: Longmans Green, 1966
- DIETER, Werner. Les Éléments des Systèmes Hydrauliques. Paris: Dunod, 1965.
- EDGINGTON, ROY. “Desingn, Operation and Control of Pumps and Motors”. In Hydrostatic Transmission Systems. Edited by J. Korn. London: Intertext Books, 1969.
- FAISANDIER, J. Mécanismes oléo-hydrauliques. Paris Dunod,1987.
- HOOKE, G.J. The lubrication of overclamped slippers in axial piston pumps centrally loaded behavior, Proc. Inst.Mech.Eng., 1988.
- IVANTYSYN, Jaroslav, IVANTYSYNOVA. Hydrostatic Pumps and Motors. First English Edition. New Deli: Academia Books International, 2001.
- JUVINALL, R.C.; MARSHEK,K.M. Fundamental of machine component design. New York. John Willey & Sons,1991.
- KRUTZ,G.W.; SCHULLER, J.K.; CLARK II, P.W. Machine design for mobile and industrial applications. Warrandale,Pa, SAE International, 1999.
- MOTT, R.L. Machine elements in mechanical design. Columbus,Ohio: Prentice Hall, 1999.
- LIMA, EPAMINONDAS PIO CORREIA. Mecânica das Bombas. Interciência, 2003

LINSINGEN, IIRLAN VON. Fundamentos de sistemas hidráulicos. Florianópolis. Editora UFSC, 2003.

MANUAL PARKER TRAINING. Tecnologia Hidráulica Industrial

MARCO AURÉLIO ZIMMERMANN, M. AURÉLIO. Sistema Especialista Protótipo Para Auxílio na Seleção de Bombas Hidrostáticas. Dissertação De Mestrado, 2003

MOREIRA, ILLO DA SILVA. Hidráulica Móbil. Senai, 1995

NACHI, Ball&Roller Bearings – Catálogo de Rolamentos.

NORTON, L. ROBERT. Projeto de Máquinas. Ed. Bookman, 2007

OEHLER, G. Hydraulic Presses. Edward Arnold, 1968

Pump School. Comparing 4 Types Of PD Pumps

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

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

SOUZA, ZULCY; BRAN, RICHARD. Máquinas de Fluxo. Rio de Janeiro. Ed. Ao Livro Técnico S/A, 1980.

THOMA, J. U. Selection criteria and rational design of hydraulic pumps. Pneum Power, 1979.

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

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

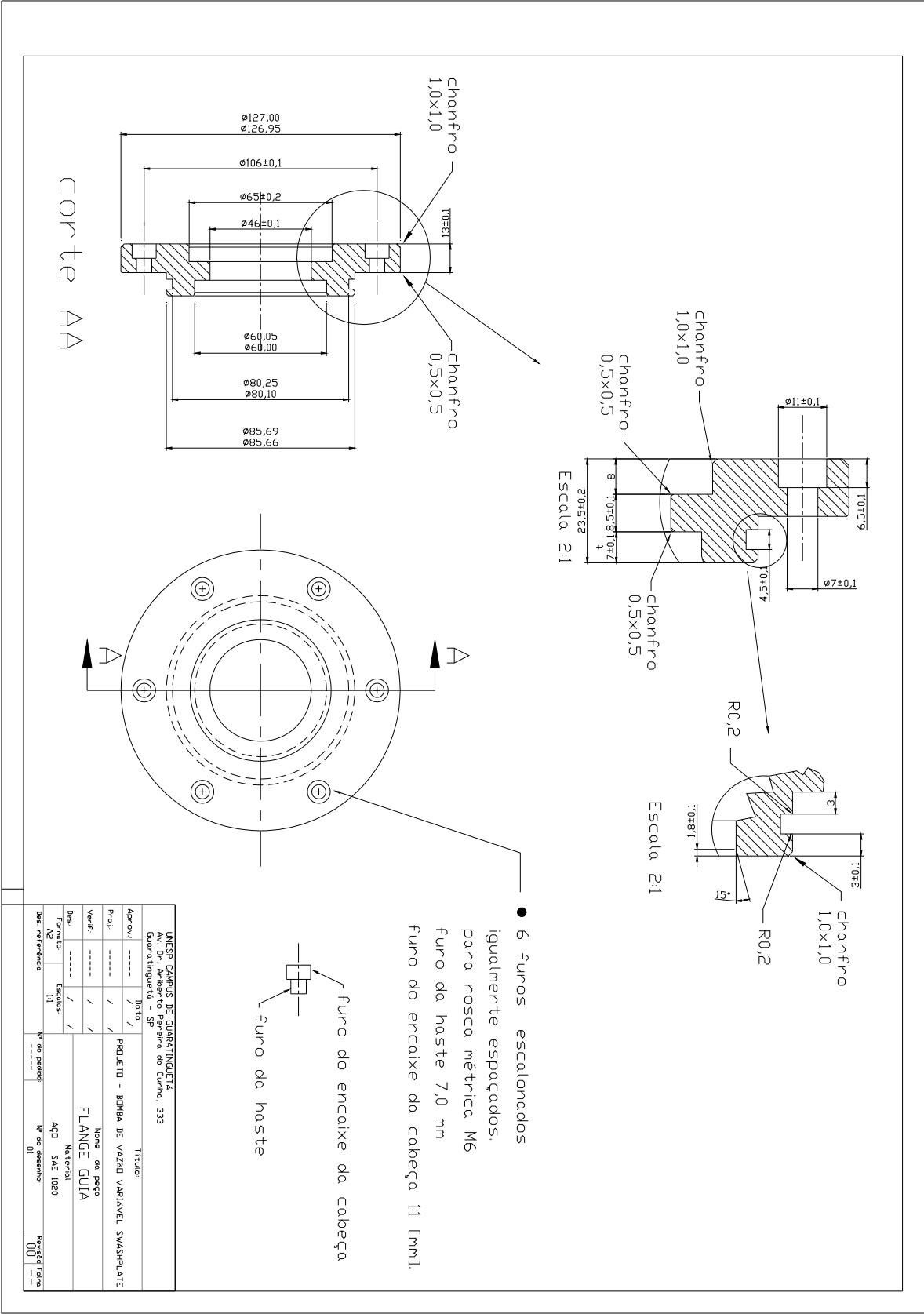
THOMA, J. V. The oil film as design element. Hydraulic & Pneumatic Power, 1969.

SHIGLEY, JOSEPH EDWAD. Elementos de Máquinas. Livros Técnicos e Científicos, 1984.

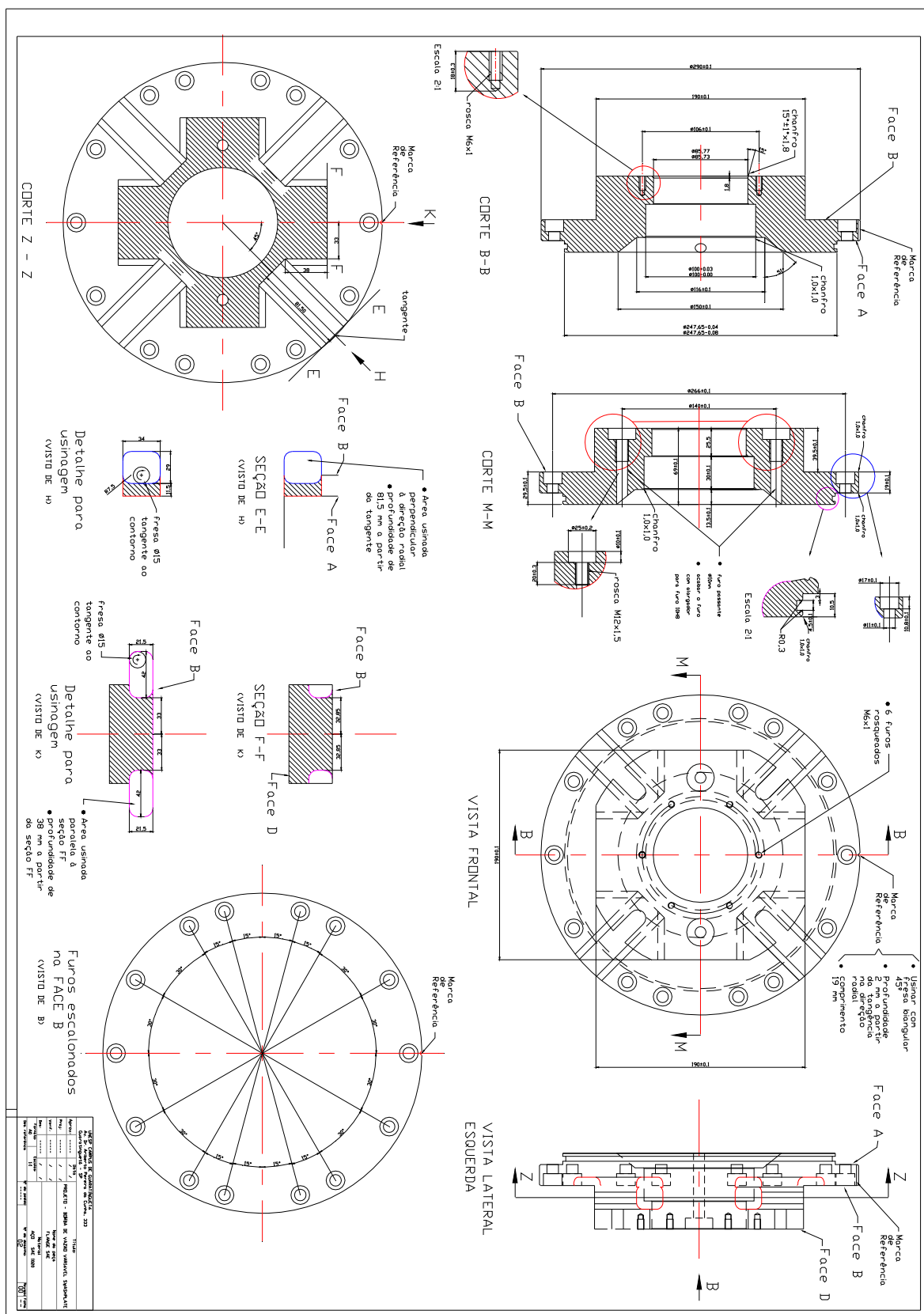
WARRING, R. H. Pumps Selection and Applications. Morden, England: Trade and Technical Press, 1969.

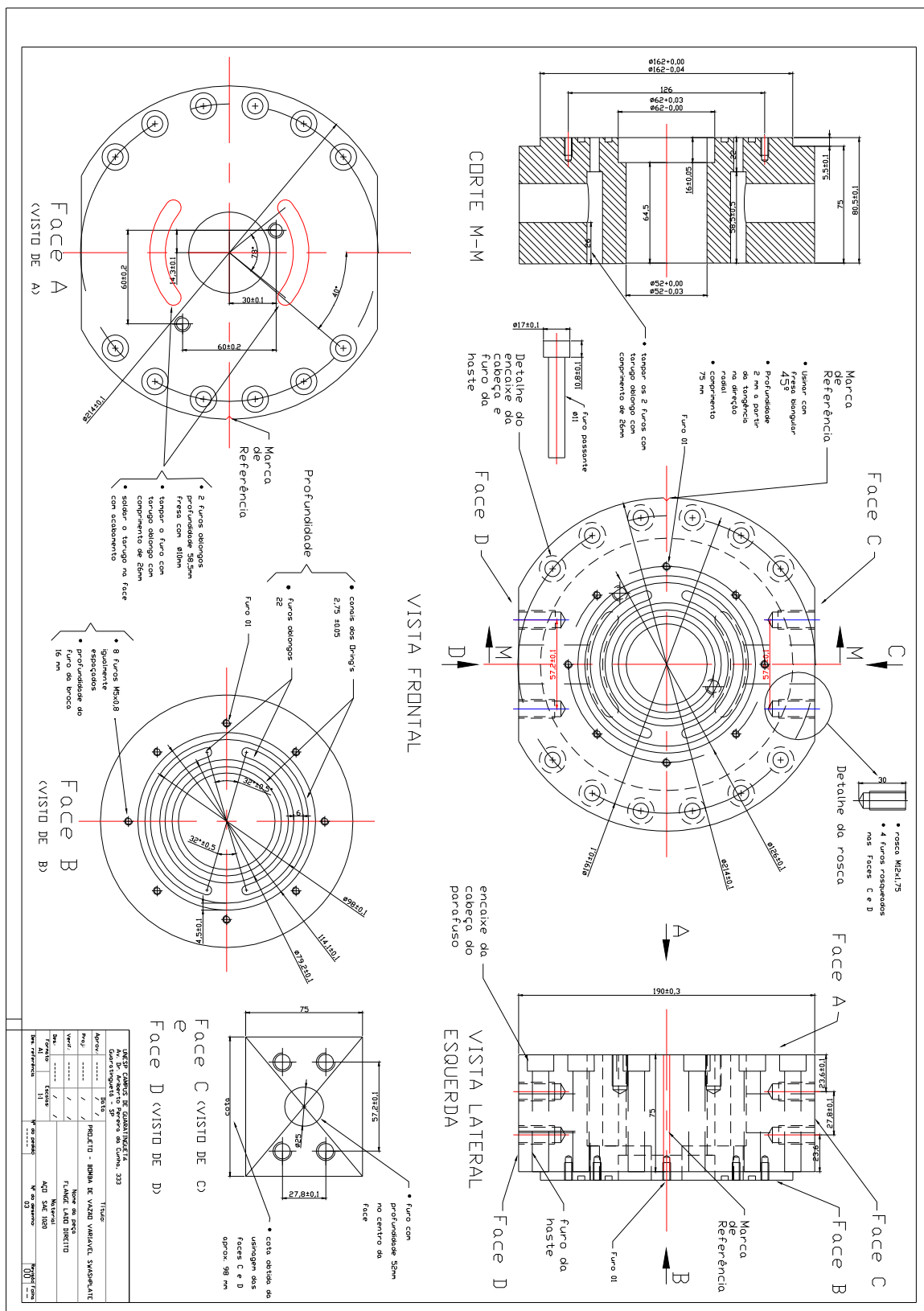
ZANGRANDI, J. F. Um método para o projeto de máquinas de pistões axiais tipo swashplate. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista - UNESP, 1993.

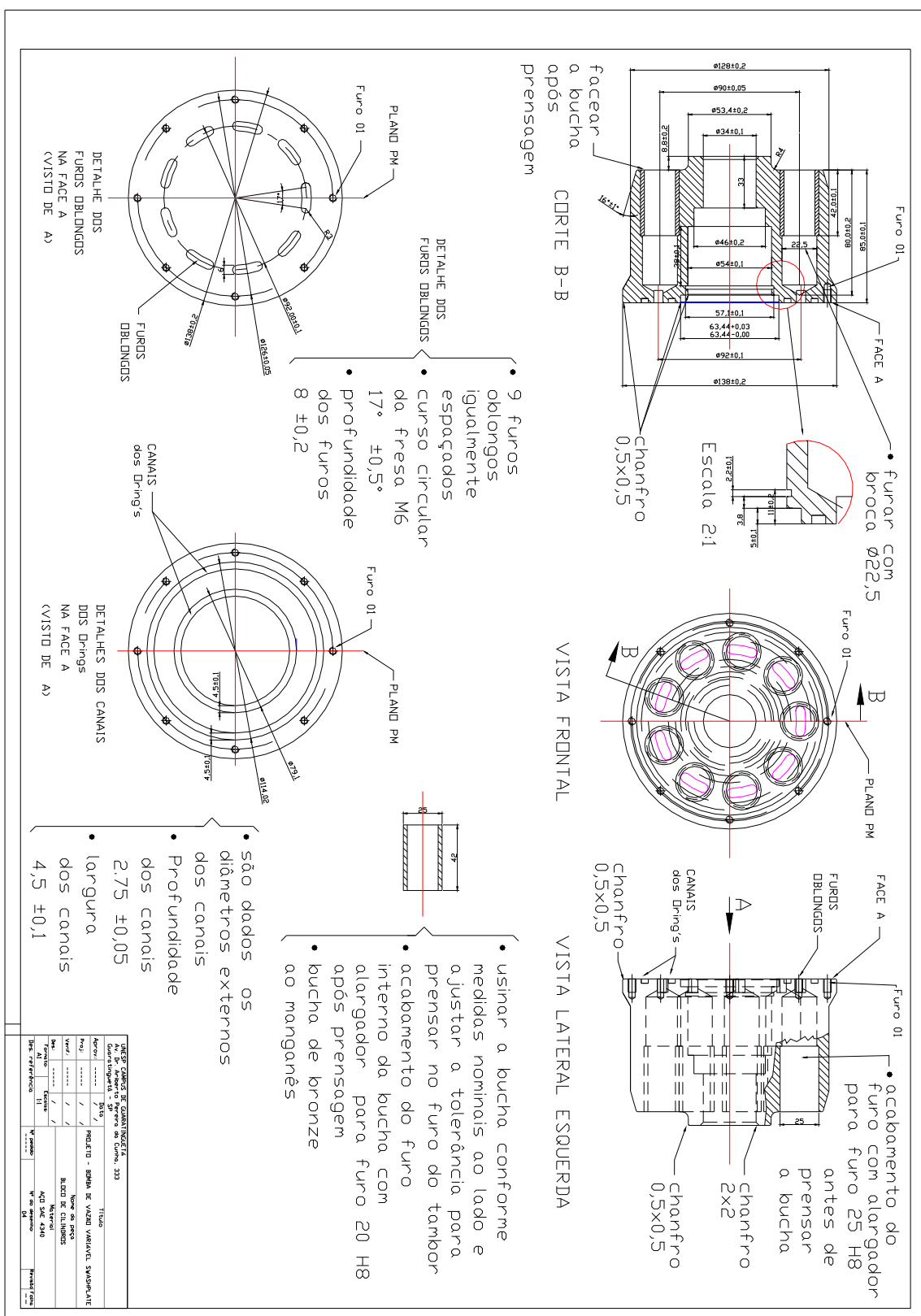
APÊNDICE A: DESENHO DO FLANGE GUIA



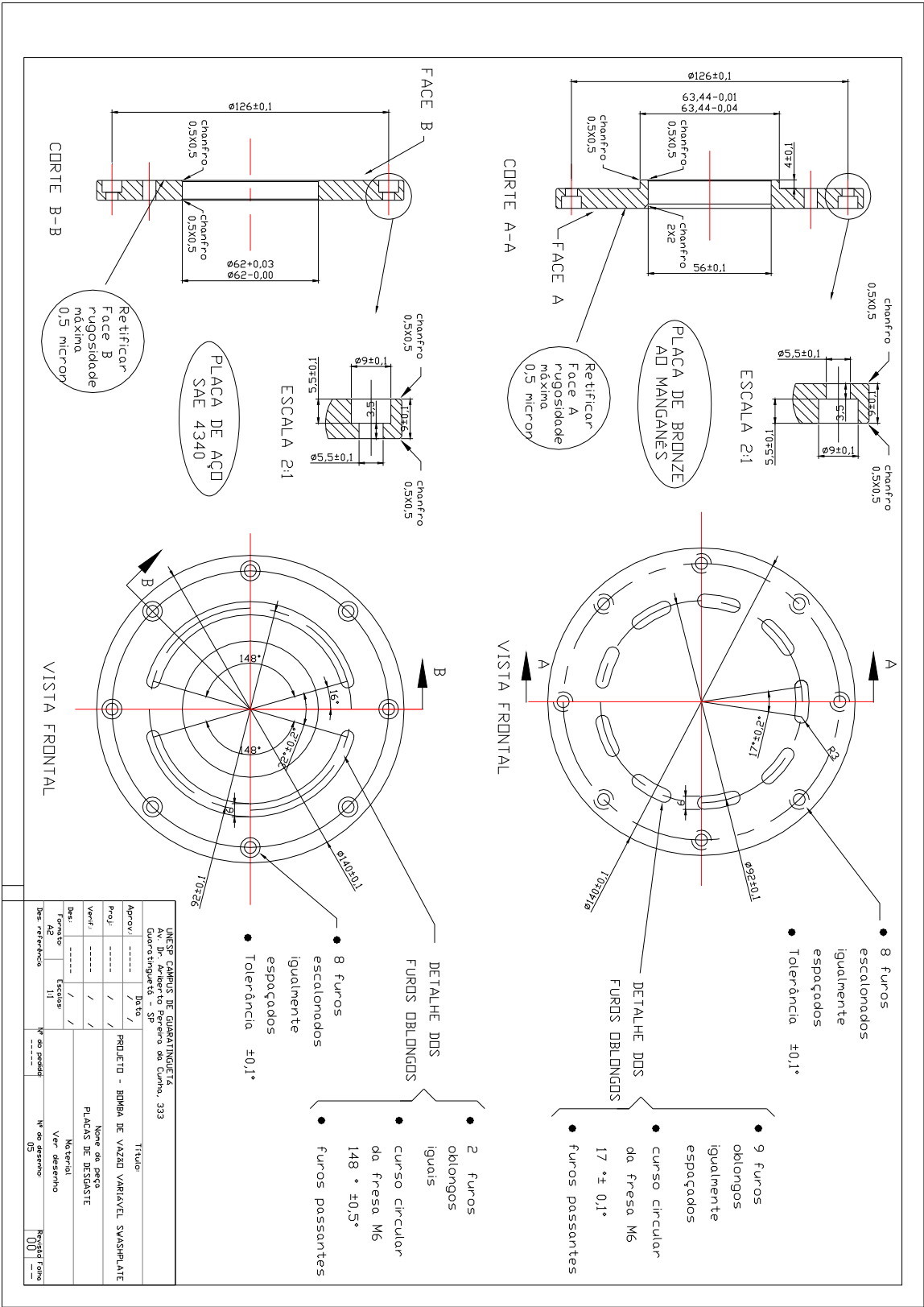
APÊNDICE B: DESENHO DO FLANGE SAE



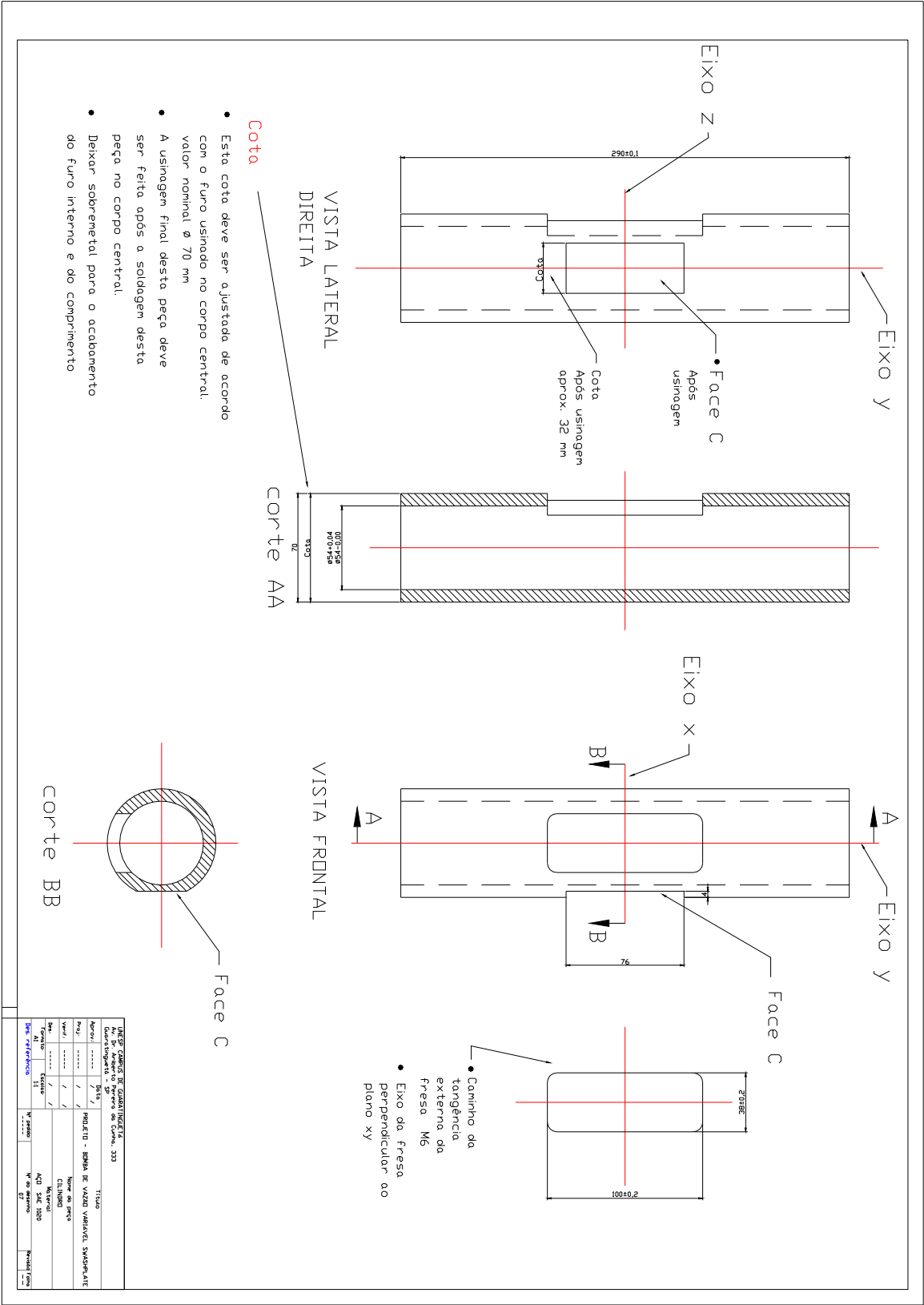




APÊNDICE E: DESENHO DAS PLACAS DE DESGASTE



APÊNDICE G: DESENHO DO CILINDRO



APÊNDICE H: DESENHO DO PISTÃO

