

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá

1993



1110000246



UM MÉTODO PARA O PROJETO DE MÁQUINAS DE PISTÕES
AXIAIS TIPO SWASHPLATE

JOÃO ZANGRANDI FILHO

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

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS E MATERIAS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

UM MÉTODO PARA O PROJETO DE
MÁQUINAS DE PISTÕES AXIAIS
TIPO SWASPLATE

ANCA EXAMINADORA

JOÃO ZANGRANDI FILHO

27

Prof. Dr. MARCIO VADEU DE ALMEIDA

Prof. Dr. JOSÉ CELSO DIAS

Novembro de 1993

**"UM MÉTODO PARA O PROJETO DE MÁQUINAS DE PISTÕES
AXIAIS TIPO SWASHPLATE"**

JOÃO ZANGRANDI FILHO

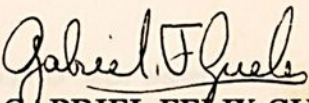
**ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"**

**ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS E MATERIAIS**

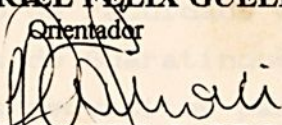
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Tamotsu Hirata
Coordenador

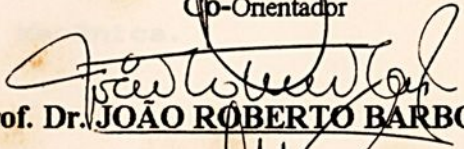
BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. GABRIEL FELIX GUELER

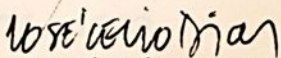
Orientador


Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI

Co-Orientador


Prof. Dr. JOÃO ROBERTO BARBOSA


Prof. Dr. MÁRCIO TADEU DE ALMEIDA


Prof. Dr. JOSÉ CÉLIO DIAS

Novembro de 1993

JOÃO ZANGRANDI FILHO

ENG.º MECÂNICO

FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ/UNESP - 1975

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ - 1984

UM MÉTODO PARA O PROJETO DE MÁQUINAS DE PISTÕES AXIAIS
TIPO SWASHPLATE

ORIENTADOR: PROF. DR. GABRIEL FELIX GUELER

CO-ORIENTADOR: PROF. DR. LUIZ ROBERTO CARROCCI

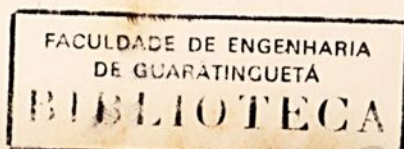
Trabalho apresentado à Comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia do do Câmpus de Guaratinguetá-UNESP, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

000246

246

GUARATINGUETÁ, 1993

i



AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. GABRIEL FELIX GUELEP, pelo apoio, dedicação e auxílio durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI, pelo apoio, incentivo e credibilidade neste trabalho, como coordenador.

A Liebherr através do Diretor KARL HEINRICH RIESS e do Eng. GILSON TEIXEIRA WODON, pelo apoio dado no Setor de Treinamento dessa Empresa.

Ao Dr. SALVADOR ARENA, da Termodinâmica, São Paulo, pelos ensinamentos sobre bronze especiais e pelos conhecimentos gerais que adquiri nas visitas a esta Empresa.

Ao Sr. JOSÉ ROBERTO CARDOSO, pela oportunidade que me ofereceu em conhecer as máquinas e os problemas de campo na Liebherr.

Ao Prof. Dr. João Roberto Barbosa pela revisão deste trabalho.

Ao Eng. DIRNEI ANTONIO DATI pela maneira profissional que me ajudou, e pelo grande apoio técnico.

As Secretárias CIDINHA e ZELIA pelo trabalho de digitação.

A desenhista LUCIA HELENA DE PAULA, pela confecção dos desenhos.

A todos os amigos que acreditaram e confiaram no meu trabalho.

A minha querida esposa e filhos, pela ajuda e pela compreensão nas horas de ausência.

Aos meus pais: João e Rosa

À minha esposa Cristina

Aos meus filhos: Fernando e Livia



AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. GABRIEL FELIX GUELER, pelo apoio, dedicação e amizade durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI, pelo apoio, incentivo e credibilidade neste trabalho, como coorientador.

À Liebherr através do Diretor KARL HEINRICH RIESS e do Eng. GILSON TEIXEIRA GODOY, pelo apoio dado no Setor de Treinamento dessa Empresa.

Ao Dr. SALVADOR ARENA, da Termomecânica, São Paulo, pelos ensinamentos sobre bronze especiais e pelos conhecimentos gerais que adquiri nas visitas a esta Empresa.

Ao Sr. JOSÉ ROBERTO CARDOSO, pela oportunidade que me ofereceu em conhecer as máquinas e os problemas de campo na Liebherr.

Ao Prof. Dr. João Roberto Barbosa pela revisão deste trabalho.

Ao Eng. DIRNEI ANTONIO DATTI pela maneira profissional que me ajudou, e pelo grande apoio técnico.

Às Secretárias CIDINHA e ZÉLIA pelo trabalho de digitação.

À desenhista LÚCIA HELENA DE PAULA, pela confecção dos desenhos.

A todos os amigos que acreditaram e confiaram no meu trabalho.

À minha querida esposa e filhos pela ajuda e pela compreensão nas horas de ausência.



RESUMO

A bomba de pistão axial tipo Swashplate tem aplicação industrial e aeronáutica. Uma pesquisa para obter informações de projeto dessas máquinas revelou que pouco existe na literatura especializada.

Dada a inexistência de literatura, em língua portuguesa principalmente, e com vistas a reunir num só volume, informações de funcionamento e de projeto, o funcionamento da máquina é mostrado em pormenores.

Este trabalho desenvolve um procedimento detalhado para dimensionamento de uma bomba apropriada a ser acionada à rotação de 1800 rpm, com indicações de materiais apropriados à sua fabricação.

Dados obtidos das bombas Sundstrand Modelo 21 e Linde Modelo 200, comparados com os valores calculados utilizando o roteiro proposto neste trabalho, indicam excelente concordância.



ABSTRACT

An axial piston Swashplate pump has industrial and aeronautics applications. A literature research for obtaining design criteria for such machines revealed that little is published in the specialized literature.

Due to the lack of technical literature, mainly in portuguese language, and aiming at to build in one volume informations about conception, working and design, detailed information about its working principles is included.

This work presents a detailed procedure for the design of an axial piston Swashplate pump to be driven at 1800 rpm, with indication of manufacturing materials.

Compared to data measured in a Model 21 Sundstrand and in a Model 200 Linde pumps, the calculated values agree quite precisely.

1. Máquinas de pistões axiais swashplate.....	010
2. Máquinas de bomba rotativa.....	011
3. Revisão Bibliográfica.....	012
4. Objetivos e metodologia.....	016

CAPÍTULO 2 - ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO

1. Descrição do funcionamento.....	017
2. Centro de giro da swashplate.....	020
3. Curva do pistão.....	022
4. Portões de entrada e saída.....	024
5. Deslocamento de uma máquina swashplate.....	025
6. Acoplamento bomba-motor. Transmissão hidrostática.....	028
7. Swashplate com rolamento.....	032



ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiv
NOMENCLATURA.....	xv
 CAPITULO 1 - INTRODUÇÃO	
1.1. Generalidades.....	001
1.2. Máquinas hidrostáticas.....	002
1.2.1 . Tipos de máquinas hidrostáticas.....	003
1.3. Máquinas hidrostáticas de engrenagens.....	005
1.4. Máquinas hidrostáticas de palhetas.....	006
1.5. Máquinas hidrostáticas de pistões.....	008
1.5.1. Máquinas de pistões radiais.....	008
1.5.2. Máquinas de pistões axiais de eixo inclinado.....	009
1.5.3. Máquinas de pistões axiais swashplate.....	010
1.6. Máquinas de baixa rotação.....	011
1.7. Revisão bibliográfica.....	012
1.8. Objetivos e metodologia.....	016
 CAPITULO 2 - ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO	
2.1. Descrição do funcionamento.....	017
2.1.1. Centro de giro da swashplate.....	022
2.1.2. Curso do pistão.....	023
2.1.3. Pórticos de entrada e saída	024
2.2. Deslocamento de uma máquina swashplate.....	028
2.3. Acoplamento bomba-motor. Transmissão hidrostática.....	030
2.4. Swashplate com rolamento.....	032



2.5.	Swashplate com mancal hidrostático e placa de retenção	033
2.6.	Lugar geométrico do centro dos mancais.....	036
2.7.	Geração do torque.....	040

CAPÍTULO 3 - DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS PRINCIPAIS DA MÁQUINA SWASHPLATE

3.1.	Gráfico vazão (Q_d) x raio de giro (d) do pistão.....	043
3.2.	Ângulo da swashplate (α).....	045
3.3.	Número de pistões (Z).....	045
3.4.	RPM.....	046
3.5.	Diâmetro dos pistões (d_p).....	046
3.6.	Dimensões do mancal do pistão (r_o , r_i , d_{ex}).....	046
3.7.	Parâmetro M.....	051
3.8.	Dimensões da cabeça esférica, pescoço e comprimento do pistão.....	052
3.9.	Determinação do torque.....	055
3.10.	Análise do mancal do pistão junto com sua placa de retenção.....	056
3.10.1.	Distância entre 2 centros de cabeças esféricas.....	058
3.10.2.	Lugar geométrico no centro do mancal.....	060
3.10.3.	Placa de retenção.....	063
3.11.	Comparação de $\Delta\theta$ com $\Delta\theta_0$	065
3.12.	Mecanismo pistão mancal.....	070
3.13.	Determinação do posicionamento dos furos do conjunto do mancal-suporte da placa de retenção.....	072
3.14.	Determinação dos rolamentos.....	075
3.15.	Determinação dos furos oblongos o tambor.....	078
3.16.	Determinação dos pórticos de entrada e saída da placa de válvulas.....	079
3.17.	Determinação dos parafusos da carcaça.....	083



CAPÍTULO 4 - APLICAÇÃO DO MÉTODO

4.1.	Introdução	085
4.2.	Dados do projeto.....	086
4.3.	Seqüência para a determinação dos parâmetros principais.....	087
4.3.1.	Determinação do raio de giro do pistão.....	087
4.3.2	Determinação do ângulo da swashplate (α), número de pistões (Z) e rpm nominal.....	087
4.3.3.	Determinação do diâmetro do pistão (d_p)	087
4.3.4.	Determinação das dimensões da base do mancal do pistão	088
4.3.5.	Determinação do diâmetro (d_{ex}) da base do mancal do pistão.....	088
4.3.6.	Determinação do parâmetro M.....	089
4.3.7.	Determinação das dimensões da cabeça esférica.....	089
4.3.8.	Determinação dos parâmetros complementares do mecanismo mancal/pistão.....	090
4.3.9.	Comentário - Comparação.....	090
4.3.10.	Determinação do torque.....	091
4.3.11.	Determinação do momento fletor máximo do eixo.....	092
4.3.12.	Determinação do diâmetro do eixo no ponto de solicitação máxima.....	093
4.3.13.	Determinação dos rolamentos.....	093
4.3.14.	Determinação do flange de acoplamento.....	094
4.3.15.	Determinação da ponta de eixo estriada.....	094
4.3.16.	Determinação dos furos oblongos do tambor.....	095
4.3.17.	Determinação dos pórticos de entrada e saída.....	095
4.3.18.	Determinação dos parâmetros da placa de retenção dos mancais dos pistões.....	096
4.3.19.	Determinação do raio da circunferência de centro dos parafusos (r_{ep}) do mancal da placa de retenção....	097
4.4.	Elementos complementares.....	098
4.5.	Corte longitudinal.....	098
4.5.1.	Corte longitudinal - bomba 125 [l/min] a 1.800 rpm...	099
4.5.2.	Corte longitudinal - bomba 360 [l/min] a 1.800 rpm...	100



CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES	101
CAPÍTULO 6 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	103
CAPÍTULO 7	
APÊNDICE A.....	105
1.1. Esquema energético de um motor hidráulico.....	002
APÊNDICE B.....	106
1.3. Corte esquemático de uma máquina de engrenagens.....	005
BIBLIOGRAFIA	107
desbalanceadas.....	007
1.5. Corte de uma máquina de pistões radiais.....	008
1.6. Corte simplificado de uma máquina de pistões axiais de eixo inclinado.....	010
1.7. Corte de uma máquina de pistões axiais swashplate.....	011
CAPÍTULO 8	
2.1. Esquema mostrando eixo, tambor e pistões girando juntos.....	017
2.2. a) Swashplate fixa em relação à carcaça b) Esquema mostrando pistão fixo em relação ao tambor, para swashplate a zero grau.....	018
2.3. Swashplate numa posição formando um ângulo em relação à posição zero grau.....	019
2.4. a) Plano dos pontos mortos ou plano β b) Plano β visto do lado da swashplate.....	020
2.5. Molas reais, ou molas comprimidas, cabeças esféricas sempre em contato com a swashplate.....	021
2.6. Esquema mostrando o centro de giro da swashplate.....	022
2.7. Detalhes da swashplate em relação ao seu centro de giro para vários α 's.....	023
2.8. Esquema mostrando o curso do pistão para um dado α	024
2.9. Fórmulas de entrada e saída para uma determinada posição do plano β e um sentido de ω	025



LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

1.1.	Esquema energético de um motor hidráulico.....	002
1.2.	Esquema energético de uma bomba hidráulica	003
1.3.	Corte esquemático de uma máquina de engrenagens.....	006
1.4.	Corte esquemático de uma máquina de palhetas desbalanceadas.....	007
1.5.	Corte de uma máquina de pistões radiais	008
1.6.	Corte simplificado de uma máquina de pistões axiais de eixo inclinado.....	010
1.7.	Corte de uma máquina de pistões axiais swashplate.....	011

CAPÍTULO 2

2.1.	Esquema mostrando eixo, tambor e pistões girando juntos	017
2.2.	a) Swashplate fixa em relação à carcaça b) Esquema mostrando pistão fixo em relação ao tambor, para swashplate a zero grau.....	018
2.3.	Swashplate numa posição formando um ângulo em relação a posição zero grau.....	019
2.4.	a) Plano dos pontos mortos ou plano β b) Plano β visto do lado da swashplate.....	020
2.5.	Molas mais, ou menos comprimidas; cabeças esféricas sempre em contato com a swashplate.....	021
2.6.	Esquema mostrando o centro de giro da swashplate.....	022
2.7.	Detalhes da swashplate em relação ao seu centro de giro para vários α 's.....	023
2.8.	Esquema mostrando o curso do pistão para um dado α	024
2.9.	Pórticos de entrada e saída para uma determinada posição do plano γ e um sentido de ω	025



2.10.	Pórticos de entrada e saída invertendo apenas a swashplate em relação à figura 2.9.....	026
2.11.	Pórticos de entrada e saída invertendo apenas o sentido de ω em relação à figura 2.9.....	027
2.12.	Pórticos de entrada e saída invertendo a swashplate e ω em relação à figura 2.9.....	027
2.13.	Forma de se variar a vazão de uma bomba de deslocamento por rotação fixo.....	028
2.14.	Formas de se variar a rotação de um motor de deslocamento por rotação fixo.....	029
2.15.	Formas de se variar a vazão de uma bomba de deslocamento por rotação variável.....	029
2.16.	Formas de se variar a rotação de um motor de deslocamento por rotação variável.....	030
2.17.	Acoplamento Bomba-motor em relação a energia mecânica..	031
2.18.	Rolamento usado para absorver a força dos pistões.....	032
2.19.	Mancal hidrostático	
	a) na posição zero grau	
	b) numa determinada posição α	033
2.20.	Placa de retenção dos mancais:	
	a) vista do lado do tambor	
	b) vista lateral.....	034
2.21.	Posições relativas entre a placa de retenção e o mancal para $\alpha = 0$ e $\alpha \neq 0$	035
2.22.	Eixo de giro da placa de retenção	036
2.23.	Posição relativa entre o corpo do mancal e furos da placa de retenção para $\alpha = 0$	037
2.24.	Posição relativa entre o corpo do mancal e furo da placa de retenção para $\alpha \neq 0$	038
2.25.	Lugar geométrico do centro dos mancais no plano no de deslizamento da swashplate.....	039
2.26.	Esquema para mostrar a força F_r que gera torque.....	041
2.27.	Esquema para mostrar a posição relativa da força F_r em cada pistão.....	041



CAPÍTULO 3

3.1.	Gráfico $Q_d \times d$	044
3.2.	Esquema mostrando pistão com a cabeça esférica acoplado ao seu mancal.....	047
3.3.	Pistão/mancal com inclinação α e nomenclatura dos seus parâmetros.....	049
3.4.	Vista/corte do mancal do pistão e nomenclatura dos parâmetros.....	050
3.5.	Parâmetro M.....	051
3.6.	Vista simplificada do pistão com alguns parâmetros de projeto.....	05
3.7.	Esquema mostrando a relação entre comprimento do pistão e face do tambor.....	054
3.8.	Desenho esquemático ampliado para mostrar detalhes de traçado do pistão.....	055
3.9.	a) Vista lateral do plano γ ; e o parâmetro x b) Vista frontal do plano β e do centro do pistão, e o parâmetro y	058
3.10.	a) Distância entre centros de dois mancais ou de duas cabeças esféricas b) Distância entre os eixos de dois pistões ou de um pistão em duas posições.....	059
3.11.	Ponto B no lugar geométrico do centro dos mancais para $\theta = 0$ (no plano β , pistão no PMI).....	060
3.12.	a) Ponto B 90° após PMI b) Ponto B no plano β , pistão PME.....	061
3.13.	a) Lugar geométrico do centro dos mancais para vários α b) Vista lateral dos planos em relação aos lugares geométricos dos centros das FLGCM.....	062
3.14.	a) Tangência interna e externa do corpo do mancal b) Vista lateral simplificada do mancal do pistão.....	064
3.15.	Folgas entre o corpo do mancal e os furos da placa de retenção em [1] e [2].....	065



3.16.	Parâmetros para posicionamento do centro do mancal em (a) e respectivo posicionamento do centro do pistão (b)	066
3.17.	Parâmetros da equação de $\Delta\theta$ no plano de deslizamento.	067
3.18.	Posições relativas entre o furo da placa de retenção e corpo do mancal mostrando t constante.....	068
3.19.	Cabeça esférica/mancal com dimensões relativas inviáveis para projeto, tanto em (a) como em (b).....	070
3.20.	Parâmetros complementares para mancal do pistão e a placa de retenção.....	072
3.21.	Circunferência de centro dos parafusos do mancal/suporte da placa de retenção.....	073
3.22.	Posições relativas dos parâmetros para determinação de r_{cp}	074
3.23.	Diagrama de momento fletor e torçor para o eixo.....	076
3.24.	Furo oblongo do tambor a) corte longitudinal b) em análise c) forma definitiva.....	079
3.25.	Posição relativa entre furo do tambor e da placa de válvulas.....	080
3.26.	Furo em contato com a alta pressão para melhorar a transição entre os pórticos.....	081
3.27.	Rasgo triangular em contato com a alta pressão para melhorar a transição entre os pórticos.....	082
3.28.	Posicionamento recomendado para o rasgo triangular.....	083

CAPITULO 4

4.1.	Corte de uma máquina swashplate de 125 l/min.....	099
4.2.	Corte de uma máquina swashplate de 360 l/min.....	100



LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 1

1.1	Comparação das características das máquinas hidros- táticas	005
-----	--	-----

CAPÍTULO 3

3.1	Variação da vazão em função de Z	045
3.2	Posições relativa entre furo da placa de retenção e corpo do mancal de 0° a 90°	069
3.3.	Vazão teórica x espessura da base do mancal e da placa de retenção	071

CAPÍTULO 4

4.1	Comparação dos parâmetros obtidos pelo método pro- posto com os parâmetros dos fabricantes [1] e [2]..	091
-----	---	-----



NOMENCLATURA

a	= distância axial do centro de giro da swashplate até o centro de carga do rolamento maior	[mm]
A_a	= área do anel da câmara do mancal	[mm ²]
A_c	= área da câmara do mancal	[mm ²]
A_{fo}	= área do furo oblongo	[mm ²]
A_p	= área do pistão	[mm ²]
B	= um ponto no plano de deslizamento	[]
b	= distância axial do centro de giro da swashplate até o centro de carga do rolamento menor	[mm]
CS	= coeficiente de segurança para os parafusos da carcaça.....	[]
d	= raio de giro do pistão	[mm]
D_e	= diâmetro mínimo do eixo no centro de giro da swashplate	[mm]
d_h	= diâmetro dos furos da placa de retenção quando não há folga	[mm]
d_n	= diâmetro do pescoço entre a cabeça esférica e o corpo do pistão	[mm]
d_{hp}	= diâmetro dos furos da placa de retenção quando há folga	[mm]
d_{ex}	= diâmetro externo da base do mancal do pistão ...	[mm]



d_{eb}	= diâmetro do corpo do mancal do pistão	[mm]
d_{ep}	= diâmetro da cabeça esférica do pistão	[mm]
DMF	= diagrama de momento fletor do eixo	[N.m]
DMT	= diagrama de momento torçor do eixo	[N.m]
F_{ca}	= força total nos parafusos da carcaça.....	[N]
F_{co}	= força perpendicular ao eixo e paralelo ao plano β no centro do giro da swashplate	[N]
F_{ip}	= força de inércia do pistão	[N]
F_{ps}	= força no pistão devido a sucção	[N]
F_p	= força no pistão devido a pressão do fluido	[N]
F_n	= força na direção perpendicular a base do mancal do pistão	[N]
F_r	= força no centro da cabeça esférica paralela ao plano β e perpendicular ao eixo do pistão	[N]
F_{RA}	= força radial na linha de centro do rolamento maior	[N]
F_{RB}	= força radial na linha de centro do rolamento menor	[N]
$h_{\bullet}$	= distância entre o eixo de uma cabeça esférica até o eixo de rotação da placa de retenção	[mm]
h_{bm}	= espessura da base do mancal do pistão	[mm]



h_{pr}	= espessura da placa de retenção	[mm]
h_{sv}	= distância da periferia da swashplate no plano de deslizamento, até o centro de rotação da placa de retenção	[mm]
k	= distância entre o centro de uma cabeça esférica até o centro de outra cabeça	[mm]
k_o	= distância entre os eixos de dois pistões	[mm]
l_f	= distância do centro da cabeça esférica do pistão no PME até a face do tambor	[mm]
M	= parâmetro de teste-espacamento radial entre as bases de dois mancais adjacentes	[N.m]
m_p	= massa do pistão	[kg]
M_F	= momento fletor máximo do eixo da máquina	[N.m]
p	= pressão nominal do fluido	[N/m ²]
Q_d	= vazão teórica	[m ³ /s]
Q_{max}	= vazão instantânea máxima	[m ³ /s]
Q_{min}	= vazão instantânea mínima	[m ³ /s]
r_i	= raio interno da câmara do mancal do pistão	[mm]
r_o	= raio externo da câmara do mancal do pistão	[mm]
r_{co}	= raio de concordância entre a cabeça esférica e o corpo do pistão	[mm]



r_{cp}	= raio de circunferência que contém centro do para- fuso do suporte do mancal da placa de retenção ..	[mm]
S	= tensão limite de fadiga do material	[N/m ²]
t	= lado do triângulo	[mm]
T	= torque no eixo	[N.m]
V_m	= velocidade média do fluido no furo oblongo do tambor	[m/s]
x	= deslocamento axial do pistão ou deslocamento axial do centro da cabeça esférica em relação ao plano de vazão zero	[mm]
y	= distância da projeção do centro da cabeça esféri- ca no plano β até o centro de rotação do eixo ...	[mm]
Z	= número de pistões	[]

SÍMBOLOS GREGOS

α	= ângulo de giro da swashplate	[°]
β	= plano que contém os centros dos pistões no PMI e PME	[]
γ	= plano que contém os centros das cabeças esféricas	[]
θ	= deslocamento angular do eixo de rotação	[°]
θ_o	= deslocamento angular do centro do mancal do pis- tão em torno do eixo de giro da swashplate	[°]



$\Delta\theta_e$ = diferença entre deslocamento angular do mancal do pistão e eixo da máquina [$\frac{^\circ}{s}$]

ω = velocidade angular do eixo de rotação..... [rd/s]

INTRODUÇÃO

1.1. GENERALIDADES

A oleohidráulica é baseada na transmissão de energia através da pressão de fluidos em tubos como mostrado por Pascal no século XVII. A primeira aplicação industrial foi desenvolvida por Joseph Bramah (1749-1814) em Londres na forma de prensa hidráulica. O progresso mais importante foi o desenvolvimento de vedações entre o pistão e o cilindro. Bramah fabricou prensas para compactar pó e lixar materiais têxteis, para extrair óleo de grãos, etc.

Na segunda metade do século XIX muitas máquinas e componentes hidráulicos foram desenvolvidos por W.G. Armstrong e usados principalmente na engenharia naval para os guinchos de âncoras. Armstrong também usou máquinas de pistão radial com válvulas onde o par constituído de metal e de madeira ligadas entre si foi usado.

Por outro lado o desenvolvimento das máquinas elétricas ficou estagnado no século XIX. No início do século XX foi utilizado o óleo como fluido de trabalho. Em 1901 James fabricou uma máquina de pistão axial para aplicação bélica. Foi então, nessa época que apareceu a primeira bomba de pistão axial.

Os estudos para as grandes válvulas das turbinas hidráulicas nas usinas, foram outra importante aplicação da



CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. GENERALIDADES

A oleohidráulica é baseada na transmissão de energia através da pressão de fluidos em tubos como mostrado por Pascal no século XVII. A primeira aplicação industrial foi desenvolvida por Joseph Bramah (1749-1814) em Londres na forma de prensa hidráulica. O progresso mais importante foi o desenvolvimento de vedações entre o pistão e o cilindro. Bramah fabricou prensas para compactar lã e outros materiais têxteis, para extrair óleo de grãos, etc.

Na segunda metade do século XIX muitas máquinas e componentes hidrostáticos foram desenvolvidos por W.G. Armstrong e usados principalmente na engenharia naval para os guinchos de âncoras. Armstrong também usou máquinas de pistão radial com válvulas onde o par constituído de metal e da madeira *lignum vitae* foi usado.

Por outro lado o desenvolvimento das máquinas elétricas ficou estagnado no século XIX. No início do século XX foi utilizado o óleo como fluido de trabalho. Em 1905 Janney fabricou uma máquina de pistões axiais para aplicação bélica. Foi então, nessa época que apareceu a primeira bomba de pistões axiais.

Os atuadores para as grandes válvulas das turbinas hidráulicas nas usinas, foram outra importante aplicação da



oleohidráulica, por volta de 1910.

Máquinas oleohidráulicas de pistões radiais foram introduzidas por Heleshaw e Hans Thoma em 1910 e 1922 respectivamente. Este também desenvolveu as máquinas de pistões axiais de eixo inclinado, primeiro em 1930 com placas de válvulas planas e sincronização por junta universal, e mais tarde, em 1946, com placas de válvulas esféricas e sincronização por biela.

As máquinas de pistões axiais swashplate tiveram seu uso na indústria por volta de 1950.

Esses desenvolvimentos deram os ingredientes necessários à engenharia de máquinas hidrostáticas e conduziram a partir de 1950 a uma grande expansão em muitos campos de aplicação, especialmente nos ramos de automação e racionalização. A tendência de combinar componentes hidrostáticos, pneumáticos e eletrônicos nas máquinas de controle numérico está facilitando ainda mais a resolução dos problemas da sociedade.

1.2. MÁQUINAS HIDROSTÁTICAS

As máquinas hidrostáticas são aquelas que trabalham com fluídos sob pressão sendo praticamente toda a energia transmitida sob esta forma.

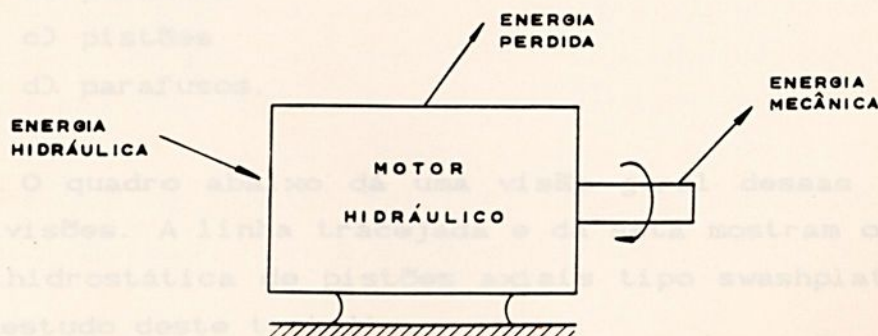


FIGURA 1.1 - ESQUEMA ENERGÉTICO DE UM MOTOR HIDRÁULICO.



As máquinas hidrostáticas são chamadas de motoras (figura 1.1) quando elas recebem energia hidráulica, ou seja óleo sob pressão, e fornecem energia mecânica no eixo.

As máquinas hidrostáticas são chamadas de geradoras (figura 1.2) ou bombas hidráulicas quando recebem energia mecânica no eixo e fornecem energia hidráulica.

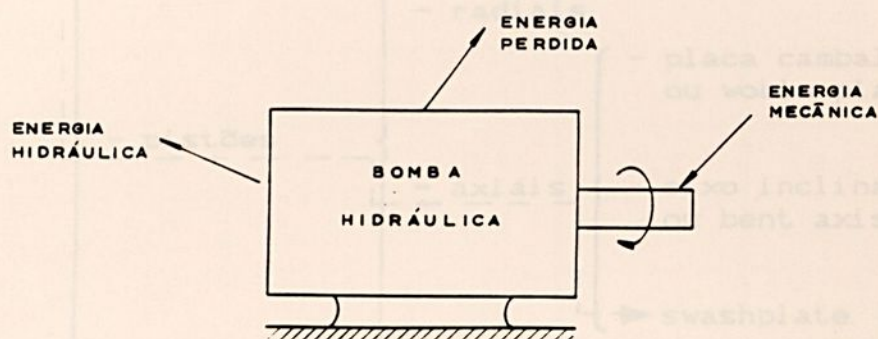


FIGURA 1.2 - ESQUEMA ENERGÉTICO DE UMA BOMBA HIDRÁULICA.

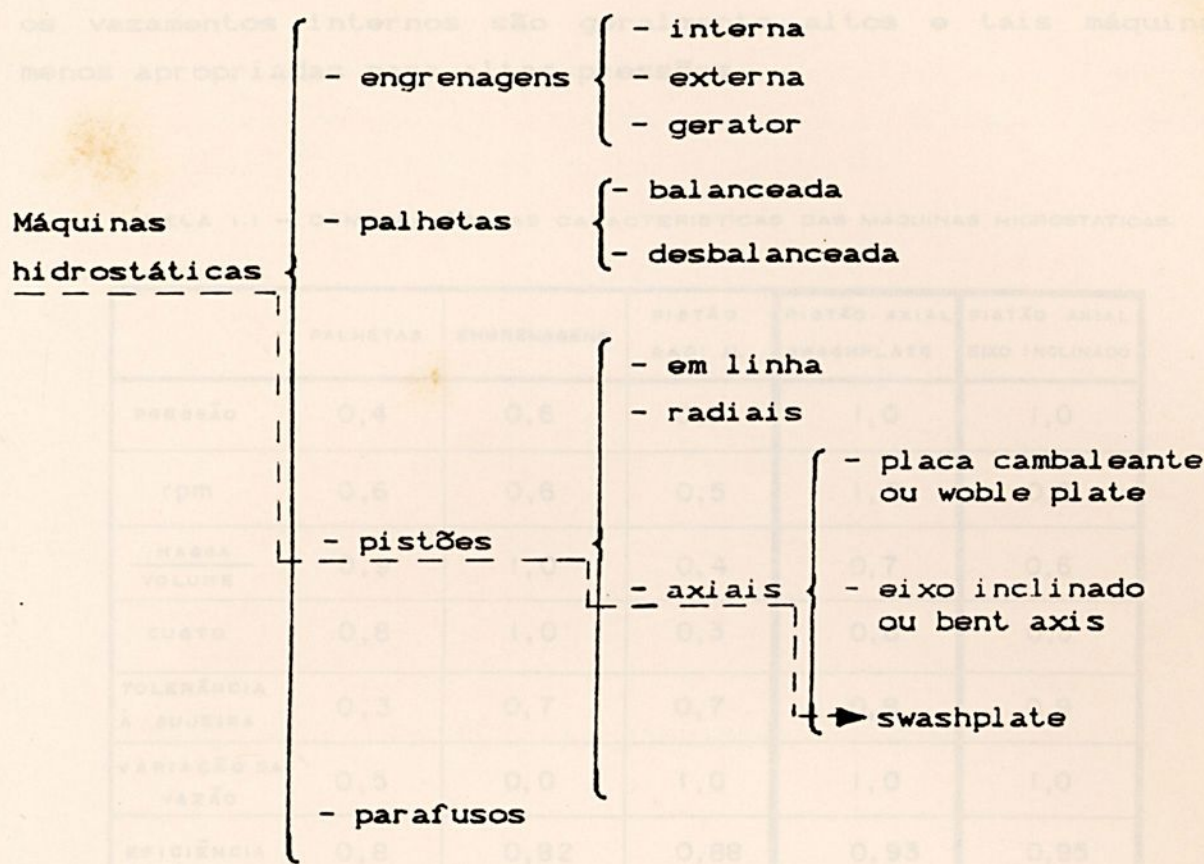
1.2.1 TIPOS DE MÁQUINAS HIDROSTÁTICAS

Podemos classificar as máquinas hidrostáticas da seguinte forma:

- a) engrenagens
- b) palhetas
- c) pistões
- d) parafusos.

O quadro abaixo dá uma visão geral dessas máquinas com suas subdivisões. A linha tracejada e da seta mostram onde se situa a máquina hidrostática de pistões axiais tipo swashplate, a qual é objeto de estudo deste trabalho.





As máquinas de engrenagens são as mais comuns, mais baratas, fornecem relativamente grande vazão por unidade de volume, mas tem limite para a pressão de trabalho.

As máquinas de pistões podem suportar grande pressão de trabalho, ter vazões variáveis sem variação da rotação. Esta característica, em alguns casos, é uma grande vantagem. A inversão do fluxo de óleo sem se inverter o sentido de rotação é também possível e constitui uma outra grande vantagem dessas máquinas..

Pode-se melhor comparar as características destas máquinas através da tabela 1.1 [28] onde são atribuídos graus para as variáveis das máquinas: 1.0 é excelente e 0.0 é impossível de se obter.

Nas máquinas de pistões as câmaras são constituídas pelos pistões e cilindros que podem ser usinados facilmente na precisão requerida. Em outras máquinas a vedação depende simultaneamente da precisão de muitas dimensões. Consequentemente

os vazamentos internos são geralmente altos e tais máquinas são menos apropriadas para altas pressões.

TABELA 1.1 - COMPARAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DAS MÁQUINAS HIDROSTÁTICAS.

	PALHETAS	ENGRENAGENS	PISTÃO RADI AL	PISTÃO AXIAL SWASHPLATE	PISTÃO AXIAL EIXO INCLINADO
PRESSÃO	0,4	0,6	0,9	1,0	1,0
rpm	0,6	0,6	0,5	1,0	0,6
MASSA VOLUME	0,9	1,0	0,4	0,7	0,6
CUSTO	0,8	1,0	0,3	0,6	0,5
TOLERÂNCIA À SUJEIRA	0,3	0,7	0,7	0,8	0,9
VARIAÇÃO DA VAZÃO	0,5	0,0	1,0	1,0	1,0
EFICIÊNCIA	0,8	0,82	0,88	0,93	0,95

1.3. MÁQUINAS HIDROSTÁTICAS DE ENGRENAGENS

Nas máquinas de engrenagens o princípio de operação, conforme figura 1.3., baseia-se em duas engrenagens acopladas onde os dentes da periferia caminham para a direita e os dentes internos caminham para a esquerda. Os dentes internos são casados e previnem por meio de curvas de contato o retorno do líquido.

Essencial para operação desta máquina é a vedação pelo engrenamento ou curvas de contato das engrenagens. Não será tratado o problema em detalhes aqui, mas deve-se mencionar que as engrenagens normalmente tem duas curvas de contato quando engrenadas. Isto conduz a um fluxo devido ao fluido aprisionado entre essas duas curvas. A fim de evitar picos de pressão, cavidades ou ranhuras adequadas podem ser feitas nas tampas laterais internas



da carcaça.

Enquanto o vazamento devido ao casamento das engrenagens é geralmente pequeno, o vazamento entre o diâmetro externo e a carcaça depende da precisão de fabricação.

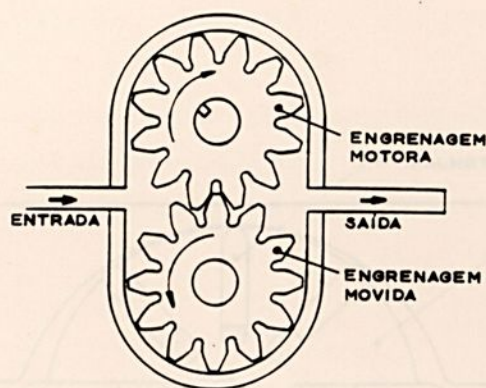


FIGURA 1.3 - CORTE ESQUEMÁTICO DE UMA MÁQUINA DE ENGRENAGENS INTERNAS.

O vazamento nas faces laterais internas é o grande problema, mas ele pode ser consideravelmente reduzido se as faces laterais forem móveis e as folgas ajustadas pela pressão da própria bomba.

As máquinas hidrostáticas de engrenagens são projetadas para trabalhar a pressões geralmente de até 140 bar.

As câmaras de pressão nas máquinas de engrenagens produzem uma considerável força radial nas engrenagens que podem ser equilibradas por rolamentos de agulhas ou buchas de bronze. Infelizmente, é impraticável a construção de máquinas hidrostáticas de engrenagens com deslocamento variável.

1.4. MÁQUINAS HIDROSTÁTICAS DE PALHETAS

As máquinas hidrostáticas de palhetas possuem um rotor equipado com palhetas radialmente ajustadas para aprisionar o fluido.



Na sua forma mais simples as máquinas de palhetas são de rotor circular. Como mostrado na figura 1.4., o rotor é equipado com rasgos que acomodam radialmente palhetas móveis idênticas. As câmaras de deslocamento estão localizadas entre o rotor e a pista e são limitadas na direção circunferencial pelas palhetas.

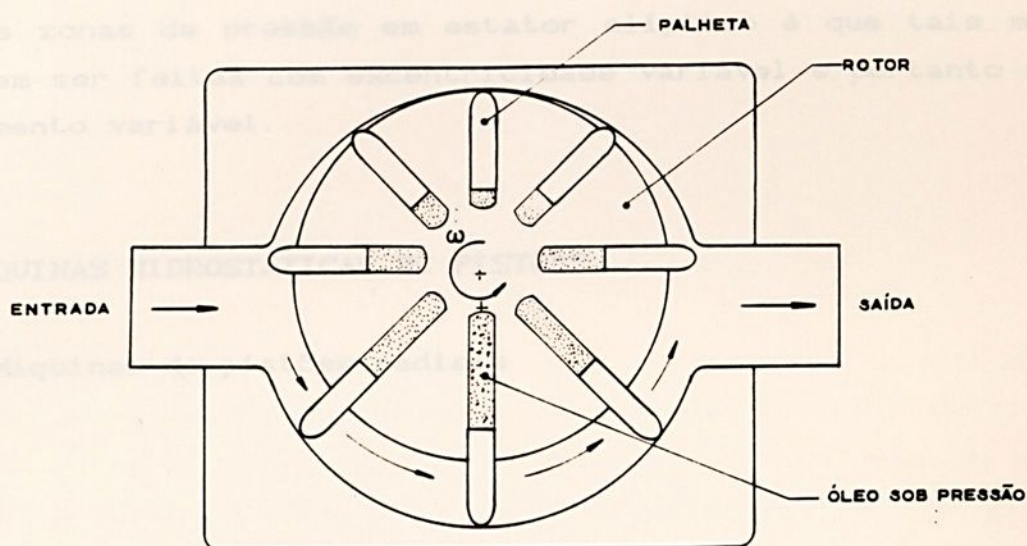


FIGURA 1.4 - CORTE ESQUEMÁTICO DE UMA MÁQUINA DE PALHETAS DESBALANCEADA.

As câmaras mudam seus volumes periodicamente devido à excentricidade do rotor e podem, portanto, ser usadas para deslocar o fluido. Cada câmara de compressão deve ser conectada alternadamente com a entrada e com a saída.

As máquinas de palhetas podem ser construídas com deslocamento variável pelo ajuste da excentricidade do rotor ou da pista circular.

O rotor sofre uma força variável na direção do pórtico de entrada, proporcional ao produto da largura do rotor, ao diâmetro do estator e à pressão desenvolvida. Esta força deve ser equilibrada

pelos mancais, limitando a pressão de operação a cerca 10 [MPa] (100 [bar]).

Muitas máquinas hidroestáticas de palheta tem dois pórticos de entrada e dois de saída para balancear as forças radiais no rotor. As palhetas tem então dois ciclos efetivos de bombeamento por revolução, dobrando portanto a vazão à mesma rotação.

A grande desvantagem da compensação das forças radiais por duas zonas de pressão em estator elíptico é que tais máquinas não podem ser feitas com excentricidade variável e portanto não tem deslocamento variável.

1.5. MÁQUINAS HIDROSTÁTICAS DE PISTÕES

1.5.1. Máquinas de pistões radiais

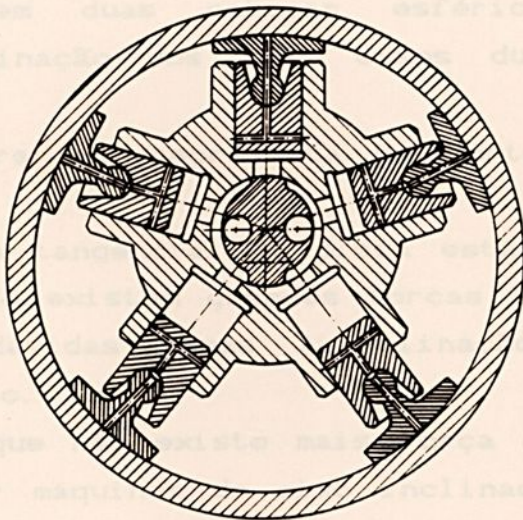


FIGURA 1.5 - CORTE SIMPLIFICADO DE UMA MÁQUINA DE PISTÕES RADIAIS.

As máquinas hidrostáticas de pistões radiais são geralmente compostas por um número ímpar de cilindros dispostos radialmente em um rotor excêntrico, em relação a uma carcaça externa que serve como pista cilíndrica para os mancais deslizantes dos pistões (figura 1.5).

Como essas máquinas rodam a baixa velocidade angular, o desbalanceamento do rotor não causa esforços excessivos, podendo ser desprezados.

Devido a fatores geométricos e construtivos, tais máquinas exigem válvulas deslizantes ou de retenção, conforme o came seja externo ou interno.

1.5.2. MÁQUINAS DE PISTÕES AXIAIS DE EIXO INCLINADO

As máquinas hidrostáticas de pistões axiais de eixo inclinado são geralmente compostas por um número ímpar de cilindros dispostos axialmente em um rotor inclinado em relação ao eixo de acionamento. Perpendicularmente ao eixo acionador há uma placa que acomoda as cabeças esféricas das bielas. Essas bielas geralmente possuem duas cabeças esféricas para acomodar a variação de inclinação dos seus eixos durante o movimento de rotação.

A figura 1.6 representa um corte longitudinal de uma dessas máquinas.

A força tangencial na placa está relacionada ao torque útil no eixo. Não existem grandes forças laterais nos cilindros. Estas forças são devidas apenas à inclinação da biela com respeito ao eixo do cilindro.

Desde que não existe mais força lateral nos pistões, é possível construir máquinas de eixo inclinado com ângulos grandes (25° e até 35°) se a sincronização entre o flange e o bloco de cilindros for feita por junta universal. Um fator limitante do ângulo de inclinação é o rápido aumento do movimento de compensação nas bielas (proporcional a $\cos \alpha$) que nos obriga a fazer bielas mais finas.



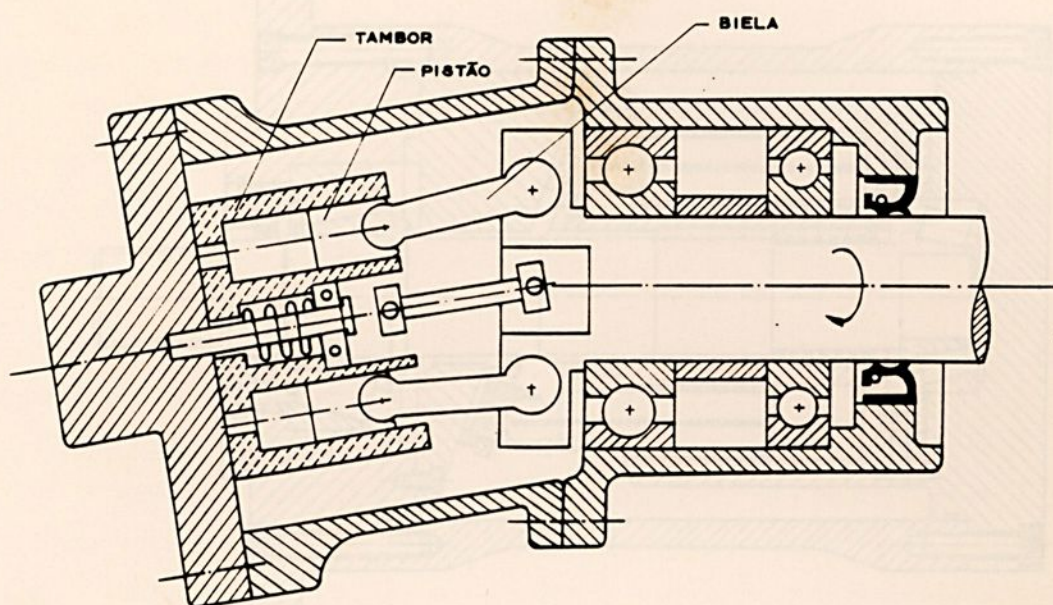


FIGURA 1.6 - CORTE SIMPLIFICADO DE UMA MÁQUINA DE PISTÕES AXIAIS DE EIXO INCLINADO.

1.5.3. MÁQUINAS DE PISTÕES AXIAIS SWASHPLATE

As máquinas de pistões axiais swashplate são constituídas de um bloco de cilindros rotativos onde estão os pistões paralelos ao eixo do tambor e igualmente distribuídos sobre sua circunferência. Os pistões exercem suas forças sob um plano inclinado com respeito ao eixo do bloco de cilindros, produzindo um movimento helicoidal no espaço.

A figura 1.7. mostra uma representação deste tipo de máquina onde o plano inclinado é a swashplate fixa. Esta placa é inclinada em relação ao eixo de rotação e equipada com uma pista de deslizamento para os mancais dos pistões. A admissão e a saída do fluido é feita através de canais existentes nos fundos dos

cilindros, que deslizam sobre os pórticos de entrada e saída da máquina em um distribuidor fixo localizado na carcaça.

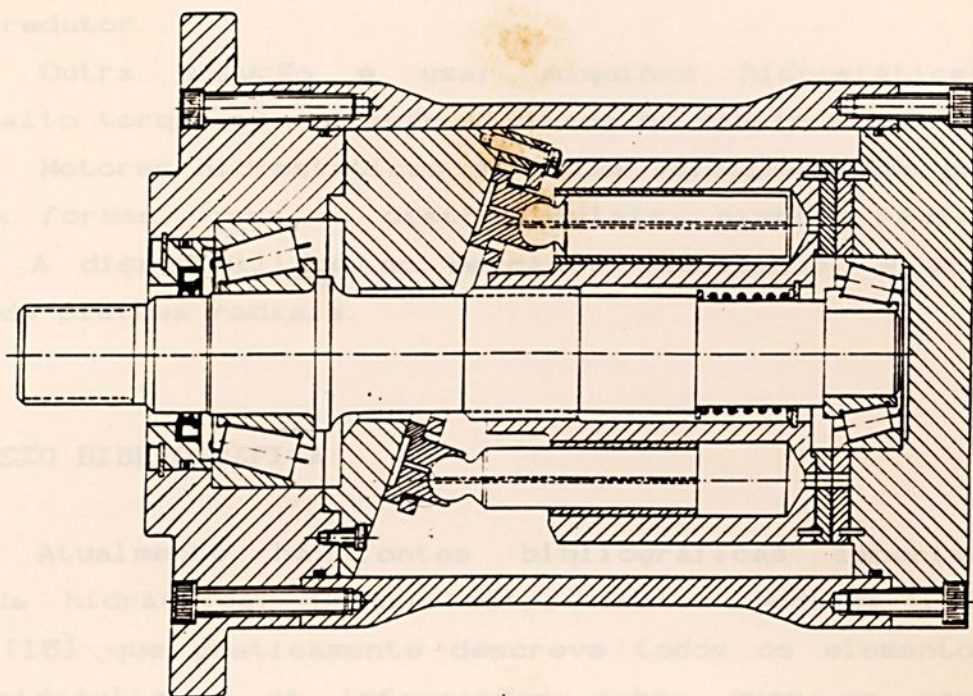


FIGURA 1.7 - CORTE LONGITUDINAL DE UMA MÁQUINA SWASHPLATE.

Nestas máquinas a força normal sobre o mancal do pistão é maior que a força do pistão (cerca de 5% para um ângulo da swashplate de 18°), e a força geradora de torque é menor (cerca de 32% da força do pistão).

Existem muitos diferentes projetos de máquinas swashplate. Algumas destas não usam mancais de pistões, mas os pistões são equipados com cabeças que apoiam diretamente na pista de deslizamento. Esta pista, neste caso, geralmente é suspensa sobre mancais de rolamento de tal modo que as cabeças dos pistões apenas tem movimento de compensação sobre a pista.

1.6. MÁQUINAS DE BAIXA ROTACÃO

Muitas aplicações requerem um acionamento em baixa rotação mas com alto torque, como aquele que pode ser produzido em

um motor hidrostático normal seguido por um redutor fixo de engrenagens. Isto aumenta o torque mas aumenta a massa, volume e custo do redutor.

Outra solução é usar máquinas hidrostáticas que produzam alto torque com rotação limitada no máximo a 250 rpm.

Motores hidrostáticos de baixa velocidade são produzidos em várias formas, como de pistões axiais, pistões radiais e de palhetas. A disponibilidade no mercado, entretanto, é apenas das máquinas de pistões radiais.

1.7. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Atualmente há fontes bibliográficas importantes no campo da hidráulica. Dentre estas fontes pode-se incluir um handbook [16] que praticamente descreve todos os elementos de um circuito hidráulico e dá informações sobre quem os produz.

No entanto, sobre máquinas de pistões axiais swashplate algumas páginas foram reservadas para o seu tratamento. E, em termos de funcionamento e projeto, muito pouco ou quase nada é mostrado.

Existem ainda livro da área de hidráulica [6] que apresentam aplicações reais deste ramo da engenharia nas áreas de aviação, construção civil, terraplenagem, fundição, máquinas ferramentas, prensas, aciarias, ferrovias, etc.

No entanto, o funcionamento e os direcionamentos fundamentais para o projeto de máquinas swashplate de pistões axiais não é tratado de forma alguma.

Mas outros livros existem que descrevem assuntos mais específicos como, na área de prensas hidráulicas, Oehler [22] em 1968, onde também são analisadas, embora rapidamente, as bombas de pistões axiais swashplate, inclusive com cortes longitudinais e pequenas variações entre elas. Mas o funcionamento e dados para projeto não são citados.

Catálogos de fabricantes, com o objetivo de fornecer informações sobre manutenção, são muito bem ilustrados pela Hydura [15], Racine [24] e Delavan [4]. No entanto, nem o funcionamento é



explicado, de forma clara e completa, nem o projeto deste tipo de máquina é tratado.

Por outro lado, as revistas de publicações periódicas sobre hidráulica tratam o assunto referente a estas máquinas analisando, separadamente, peças e subconjuntos. Como exemplo, em 1988 Hooke [9, 10], analisou o problema da espessura do filme de óleo ou a lubrificação dos mancais dos pistões de forma detalhada. Mas o projeto do pistão e seu mancal não é tratado.

Ainda, procurando encontrar publicações sobre o projeto de máquinas de pistões axiais swashplate, encontram-se numa publicação do engenheiro Thoma [28, 29] em 1979, citações sobre o referido projeto. No entanto, é de pouca ajuda para a determinação dos parâmetros deste tipo de bomba.

Thoma [26], por outro lado, é de grande ajuda neste trabalho, pois em seu livro pode-se encontrar desde propriedades dos fluidos, informações sobre escoamento sob forças de inércia, e o "gap" como elemento hidrostático importante, até informações sobre os mancais hidrostáticos e hidrodinâmicos. Este livro fornece informações importantes, embora, algumas vezes, sem provas mas importantíssimas para o desenvolvimento do projeto das máquinas de pistões axiais swashplate. Mesmo assim, faltam muitas informações sobre o funcionamento e o projeto deste tipo de máquina.

Pinkus [23] descreve muito bem a teoria de lubrificação e de mancais hidrostáticos. Mostra deduções relativas a potência mínima do óleo bombeado neste tipo de mancal, mas a relação entre os raios interno e externo da câmara para o caso de máquinas hidrostáticas, não é fornecida.

Com referência a outras publicações, vários assuntos são tratados com respeito às máquinas de pistões axiais swashplate incluindo experiências feitas por Hooke [11] em 1978, sobre a lubrificação dos mancais dos pistões. Hooke [12], em 1981, relata trabalho experimental sobre os efeitos da carga centrífuga e do atrito na cabeça esférica dos mancais dos pistões. Neste trabalho, uma investigação experimental da operação dos mancais hidrostáticos em bombas de pistão axial, sob condições de operação normal, é apresentado. Em particular, os efeitos das cargas centrífugas e do



atrito na cabeça esférica é discutido. É ainda mostrado que os momentos provenientes destas duas fontes exercem uma grande influência no comportamento do mancal, e portanto no processo de lubrificação.

A dinâmica de bombas de pistão axial swashplate de vazão variável é analisada, em 1987 por Kim [17], que estudou um parâmetro de análise sistemática da máquina. A análise foi feita com o modelo dinâmico não-linear exato do sistema da bomba que é representado por equações dinâmicas de quarta-ordem. Baseado em resultados de simulação, o grau de influência de cada parâmetro e a justificação da redução de ordem são discutidos em algum detalhe.

Pode-se citar também a análise feita por Cameron [3], em seu livro onde é descrita a teoria da lubrificação. São mostrados ainda, 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. No entanto, para solução do problema em estudo neste trabalho, nada é tratado.

Outras referências como [30] tratam de mancais de empuxo axial incluindo gráficos e tabelas para aplicação direta em projeto, mas, a aplicação neste trabalho não é viável pois todo empuxo é gerado hidrodinamicamente.

A geração do empuxo axial nos mancais também é tratada por Raimondi [25] onde relações matemáticas são mostradas para a o desempenho destes mancais. Trata-se, neste caso, de mancais de empuxo axial consistindo de três câmaras alimentadas respectivamente por três áreas de bombeamento distribuídas circunferencialmente. Também, não ajuda a resolver o problema em estudo, pois o funcionamento deste tipo de mancal é somente de natureza hidrodinâmica.

O escoamento radial de óleo entre duas superfícies paralelas foi estudado por Gerber [7], com aplicação direta em máquinas swashplate de pistões axiais. Neste artigo são descritos os aparelhos e procedimentos da pesquisa, a qual mostra a distribuição radial de pressão do fluido para escoamento adiabático, isotérmico e com viscosidade constante. Mas, em termos de projeto, pouco ajuda.

Sobre placa de válvulas e mancais de empuxo, McKeown [19]

estudou os fatores hidrodinâmicos que afetam o projeto desses elementos.

Um acoplamento entre máquinas de pistões axiais e bomba/turbina hidráulica tipo bulbo e Francis é mostrado por Blaha [2], onde, além da análise do acoplamento pode-se observar cortes longitudinais dessas máquinas os quais são de algum auxílio em termos de projeto.

Sobre a análise dinâmica de bombas de pistões axiais swashplate há também um trabalho publicado por Zeiger [32] em 1986.

Mais informações sobre o comportamento dos mancais dos pistões é tratado por Hooke [10]. Neste artigo é analisado o efeito da não planicidade da base do mancal no seu desempenho. Também sobre mancais hidrostáticos pode-se obter mais informações do livro de Fuller [6] e no artigo de Ali [1] de 1988.

Mais conhecimentos sobre mancais de pistões podem ser obtidos com artigos de Osterle [21] de 1954 e de Thoma [27] em 1969, assim como o livro de Cameron [3] de 1966.

Sobre placa de válvulas pode-se obter mais informações da publicação de 1963 de Mauroschat [18] e de Palmer [22] de 1964, os quais tratam respectivamente de perdas de óleo por vazamento e de balanceamento hidrostático nessas placas.

Outro artigo relacionado a bombas e motores de deslocamento positivo, publicado por Wilson [31], se refere a determinação de folgas sobre várias condições de operação.

Em relação à parte mecânica dos elementos destas máquinas, o livro de Juvinall [16] oferece boas informações. Neles são tratados os fundamentos do projeto de componentes de máquinas.

Finalmente foi de grande valia o handbook, que trata de materiais e suas propriedades, de Hoyt [13], onde nele vários tipos de bronze são analisados.



1.8. OBJETIVOS E METODOLOGIA

Os objetivos deste trabalho são:

- a) Explicar minuciosamente o funcionamento das máquinas de pistões axiais swashplate;
- b) Propor um roteiro para determinação dos parâmetros principais da máquina;
- c) Indicar os materiais apropriados para as partes críticas da máquina;
- d) Propor um roteiro para um projeto desse tipo de máquina;

A metodologia adotada para a realização das diversas partes deste trabalho foi:

- a) Pesquisa bibliográfica abrangente, com vistas a recolher todas as informações disponíveis para montagem de um roteiro de projeto. Essa pesquisa foi realizada em diversas bibliotecas como as da USP, UNICAMP, ITA, EFEI, UNESP, além de consulta à BRITISH LIBRARY e COMUT;
- b) Estudo aprofundado do funcionamento da máquina para descobrir as partes críticas de funcionamento de projetos;
- c) Extensivo trabalho de projeto e dimensionamento de máquinas de diversas capacidades com vistas à otimização e fixação do melhor roteiro de cálculo;
- d) Levantamento do gráfico da figura 3.1, baseado no trabalho desenvolvido no item c;
- e) Consultas a fabricantes de bombas e de materiais nelas empregados, com vistas à indicação de materiais adequados;
- f) Elaboração de um roteiro de cálculo, bem pormenorizado, para permitir a obtenção dos parâmetros principais da máquina;
- g) Dimensionamento de duas bombas a partir de dados de vazão e de pressão de bombas existentes no mercado, para efeito de comparação dos resultados dos cálculos seguindo o roteiro proposto.



CAPÍTULO 2

ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO

2.1. DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO

A máquina hidráulica de pistões axiais swashplate possui um eixo estriado, que transmite a energia mecânica da máquina. Este eixo está ligado a um tambor através da parte estriada fazendo portanto, que ambos girem com a mesma velocidade angular (figura 2.1.) e concêntricos.

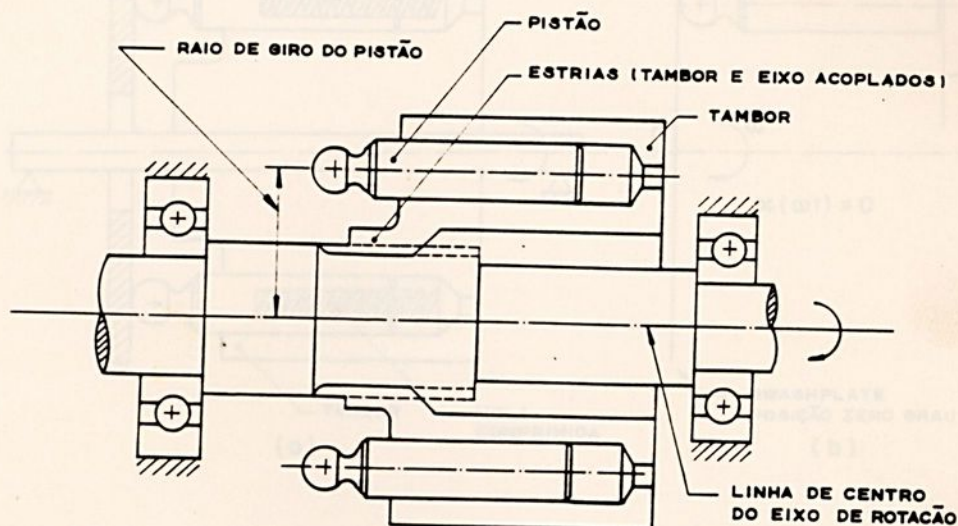


FIGURA 2.1 - ESQUEMA MOSTRANDO EIXO, TAMBOR E PISTÕES GIRANDO JUNTOS.

O eixo é apoiado comumente em dois rolamentos nas extremidades. Muitas vezes coloca-se também um terceiro rolamento,

cujo anel interno ajusta-se ao diâmetro externo do tambor do lado da cabeça esférica dos pistões.

O tambor contém inserido a uma determinada distância radial do centro de rotação um determinado número de pistões, geralmente ímpar [26], igualmente espaçados e paralelos ao eixo de rotação. Há bombas com pistões inclinados em relação ao eixo.

Uma mola na parte interna dos cilindros, comprimida tenta expulsar os pistões do cilindro. Uma placa, com um furo central, fixa na carcaça e perpendicular ao eixo de rotação onde as cabeças dos pistões se apoiam (figura 2.2a), retém os pistões. Esta placa é chamada de swashplate.

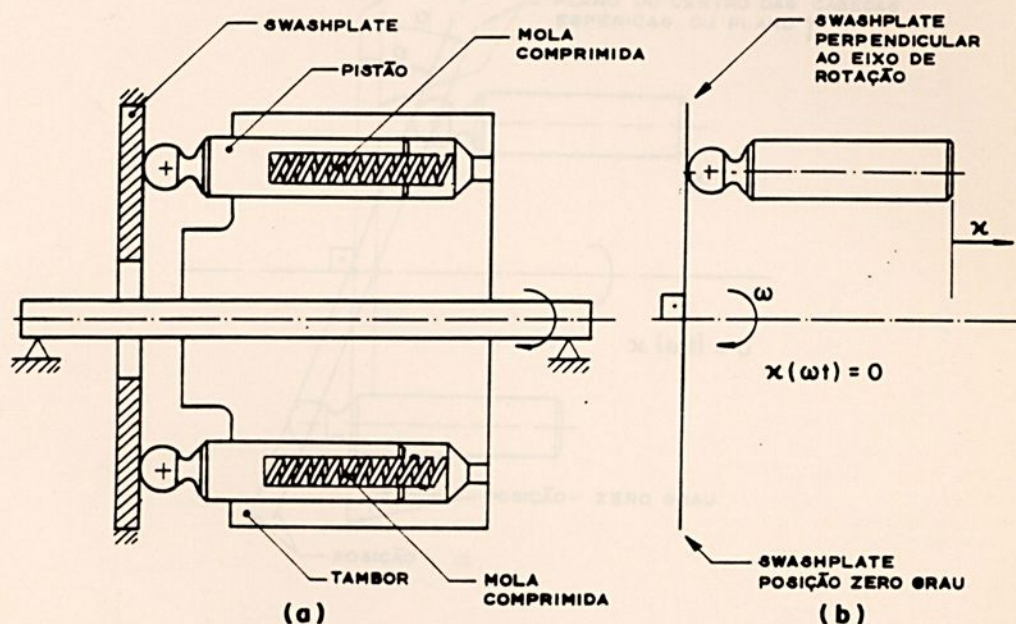


FIGURA 2.2 - (a) SWASHPLATE FIXA EM RELAÇÃO A CARCAÇA
(b) ESQUEMA MOSTRANDO PISTÃO FIXO EM RELAÇÃO AO TAMBOR PARA SWASHPLATE A ZERO GRAU.

A cabeça do pistão é esférica mas poderia ter um outro formato.

Nestas condições, isto é, com a placa perpendicular ao eixo de rotação, os pistões girarão juntos com o tambor e fixos em relação a este, ou seja, não existe movimento relativo entre pistão e tambor. Dize-se, portanto, que os pistões têm curso zero, ou cilindrada nula ou vazão zero. Nesta situação diz-se que a swashplate está na posição de vazão nula ou zero grau.

Se a swashplate formar um determinado ângulo em relação a posição zero grau ou perpendicular ao eixo de rotação, têm-se a posição dos elementos como mostrados na figura 2.3.

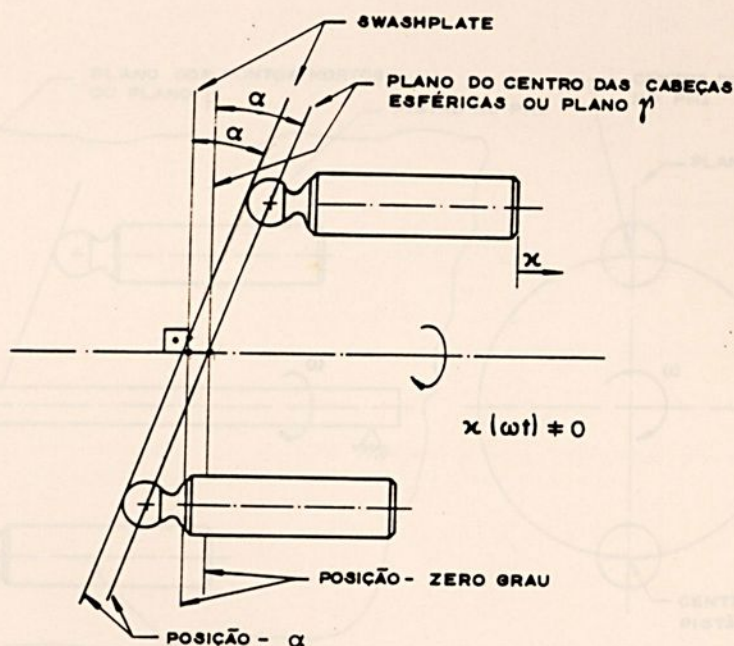


FIGURA 2.3 - SWASHPLATE NUMA POSIÇÃO FORMANDO UM ÂNGULO EM RELAÇÃO A POSIÇÃO ZERO GRAU.

Com a swashplate nesta posição o pistão passará a ter movimento relativo em relação ao tambor e as molas serão comprimidas ou distendidas. Portanto, a cada meia volta do eixo de rotação, o pistão se descolará axialmente dentro do tambor, completando, metade

do ciclo de seu movimento alternativo. Diz-se que se o pistão se encontra deslocado mais internamente dentro do cilindro, para um determinado ângulo α da swashplate, ele estará no ponto morto interno (P.M.I.). Quando o pistão se encontrar no ponto máximo fora do cilindro para um determinado ângulo α da swashplate, diz-se que o pistão está no ponto morto externo (P.M.E.). Estas duas posições dão origem a um plano chamado plano dos pontos mortos ou plano β , conforme figura 2.4. Este plano é tal que passa pelas linhas de centro dos pistões nos pontos mortos interno e externo. Consequentemente o plano β passa pela linha de centro do eixo de rotação.

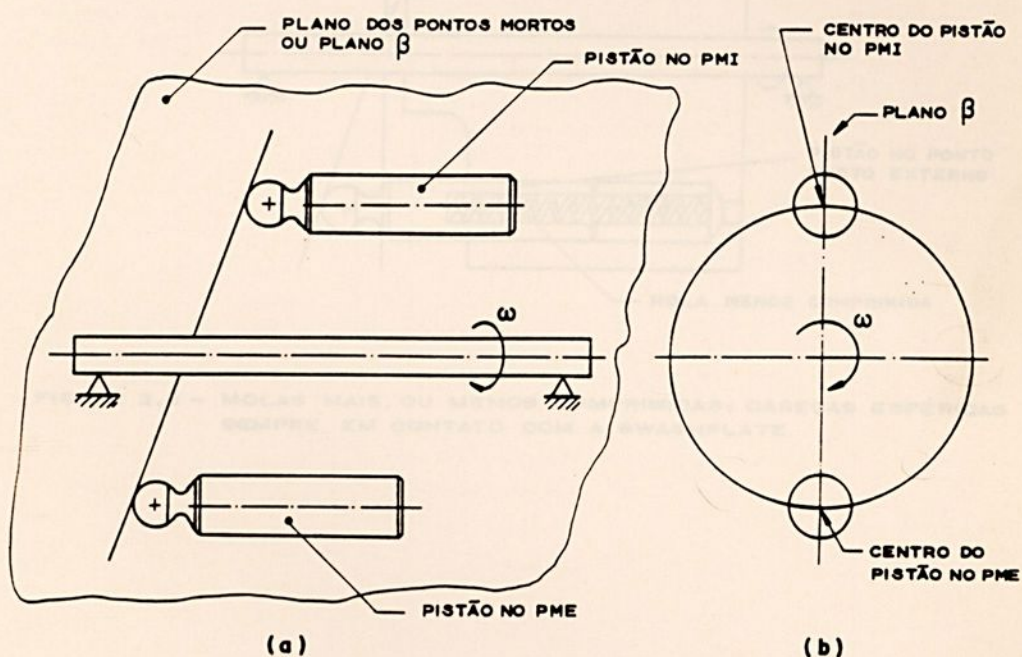


FIGURA 2.4 - (a) PLANOS DOS PONTOS MORTOS OU PLANO β .
(b) PLANO β VISTO DO LADO DA SWASHPLATE.

O plano β então, secciona a máquina na direção axial. Deve-se lembrar, também, que dois pistões nunca estarão ao mesmo tempo no plano β , por causa do número ímpar de cilindros.

Pode-se observar que, de acordo com o conjunto de mecanismos até agora analisados, as cabeças dos pistões sempre se mantêm juntas ao plano da swashplate. Estas cabeças estarão sempre em contato com a swashplate, no plano de deslizamento, devido a ação das molas comprimidas, como na figura 2.5.

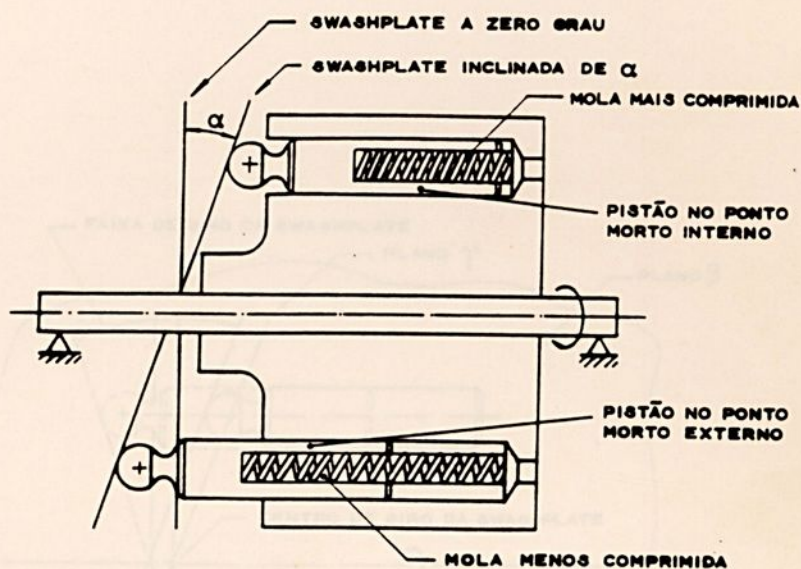


FIGURA 2.5 - MOLAS MAIS, OU MENOS COMPRIMIDAS, CABEÇAS ESFÉRICAS SEMPRE EM CONTATO COM A SWASHPLATE.

Observando-se a figura 2.3 conclui-se que os centros das cabeças esféricas sempre pertencerão a um mesmo plano, o "plano dos centros das cabeças esféricas", para qualquer valor de α . A distância entre o centro das cabeças esféricas em relação ao plano de deslizamento da swashplate é sempre a mesma para qualquer posição do pistão, pois as cabeças, em qualquer instante, estão em contato com a swashplate.

Chama-se de plano γ o plano que contém o centro das cabeças esféricas.

2.1.1. CENTRO DE GIRO DA SWASHPLATE

O centro de giro ou eixo de giro da swashplate é o eixo que pertence ao plano γ , é perpendicular ao plano β e ao mesmo tempo intercepta a linha de centro do eixo de rotação da máquina, conforme figura 2.6, onde o ângulo α é o ângulo de giro da swashplate.

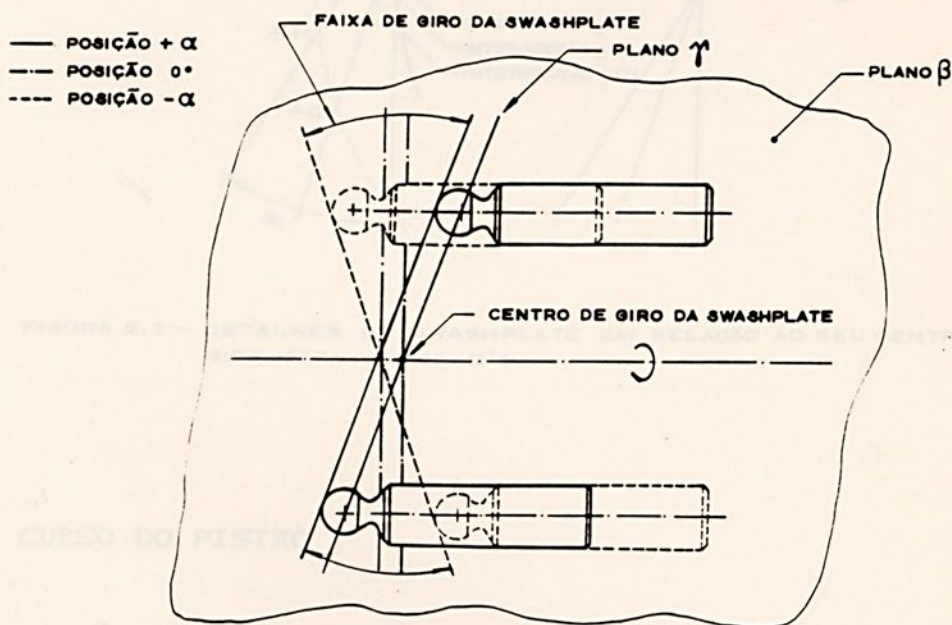


FIGURA 2.6 - ESQUEMA MOSTRANDO O CENTRO DE GIRO DA SWASHPLATE.

Deve-se observar que o centro de giro da swashplate não está no seu plano de deslizamento e assim para cada ângulo α o plano de deslizamento intercepta a linha de centro do eixo de rotação em vários pontos, como mostrado na figura 2.7.

Ainda na figura 2.7 deve-se observar que os vértices dos ângulos θ e θ_1 são pontos diferentes no espaço e que os pontos A's e B's formam arcos com mesmo centro.

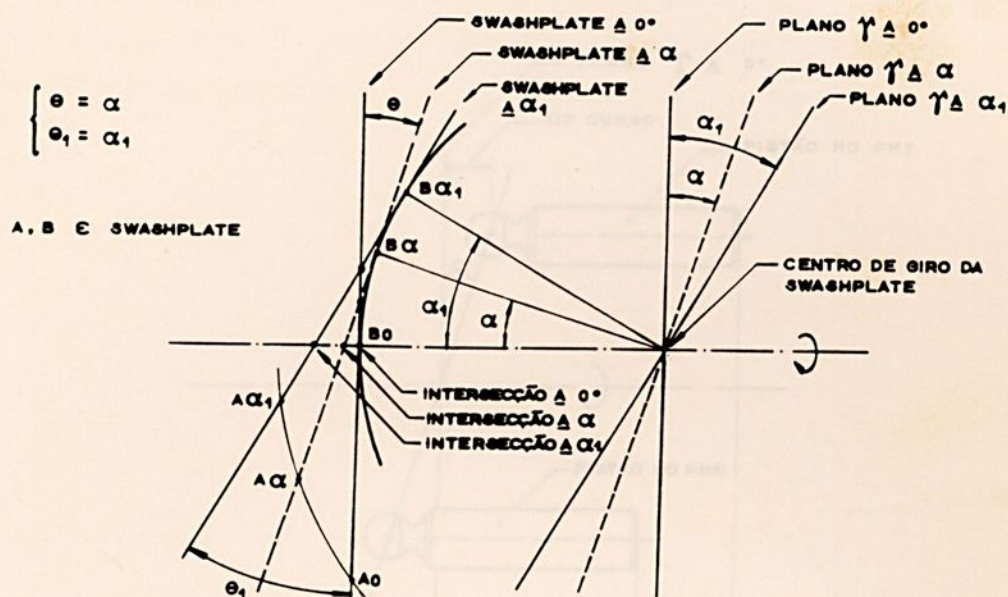


FIGURA 2.7 - DETALHES DA SWASHPLATE EM RELAÇÃO AO SEU CENTRO DE GIRO, PARA VÁRIOS α 'S.

2.1.2. 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 até o ponto morto externo ou vice-versa, para um determinado ângulo α .

Também pode-se dizer que o curso é igual a duas vezes a distância do centro da cabeça esférica na posição zero grau até a posição α , como mostrado na figura 2.8. O movimento de um ponto do pistão no espaço, ao deslocar-se axialmente de PMI até PME, corresponde ao traçado de uma meia hélice. Ao deslocar-se de PME de volta para PMI, têm-se uma outra meia hélice simétrica à acima descrita.

Analizando ainda a figura 2.8, observa-se que a cota $1/2$ curso é o cateto menor do triângulo retângulo, formado pelo cateto correspondente ao raio de giro do pistão e pela hipotenusa, que pertence ao plano γ na posição deslocada de α .

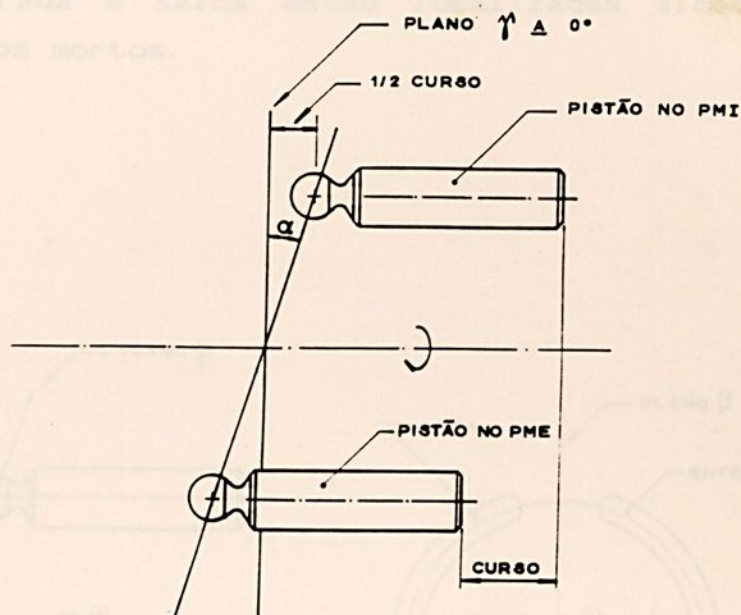


FIGURA 2.8 - ESQUEMA MOSTRANDO O CURSO DO PISTÃO.

2.1.3 PÓRTICOS DE ENTRADA E SAÍDA

Sabe-se que o conjunto bloco de cilindros, pistões, swashplate, molas, etc. fazem com que os pistões tenham um movimento de vai-vem, ou um movimento alternativo. Desta forma se estabelecendo-se um sentido de rotação para o eixo pode-se determinar o movimento dos pistões para um dado α . Com isso, estaremos identificando-se em que posição no espaço o pistão vai do ponto morto interno até o ponto morto externo ou vice-versa. Este posicionamento é importante para a definição os pórticos de entrada e saída da máquina.

As aberturas de entrada e saída da máquina são



compostas de rasgos quase semi-circulares, isto é, com ângulo menor que 180° , para que o mecanismo possa funcionar.

Estes dois rasgos estão em contato com os cilindros onde deslizam os pistões do ponto morto interno para ponto morto externo ou vice-versa. Conforme mostrado na figura 2.9 as aberturas ou pórticos de entrada e saída estão localizadas simetricamente em relação aos pontos mortos.

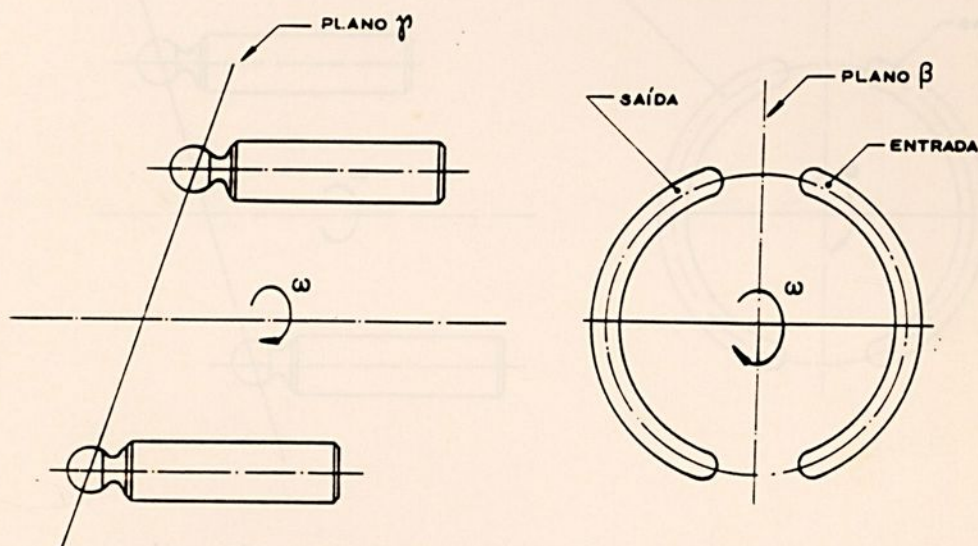


FIGURA 2.9 - PÓRTICOS DE ENTRADA E SAÍDA PARA UMA DETERMINADA POSIÇÃO DO PLANO γ E UM SENTIDO DE ω .

Na figura 2.9 o duto da direita é o de entrada pois é a região que está em contato com o cilindro quando o pistão vai do ponto morto interno até o ponto morto externo. Nestas condições o pistão ou está succionando quando a máquina for uma bomba, ou está

sendo empurrado pelo fluido quando a máquina for um motor, isto é, o sentido do fluido é sempre o mesmo.

Se a rotação for mantida no mesmo sentido daquela da figura 2.9, mas se o ângulo α for invertido em relação a posição zero grau, as aberturas de entrada e saída serão invertidas, conforme mostrado na figura 2.10.

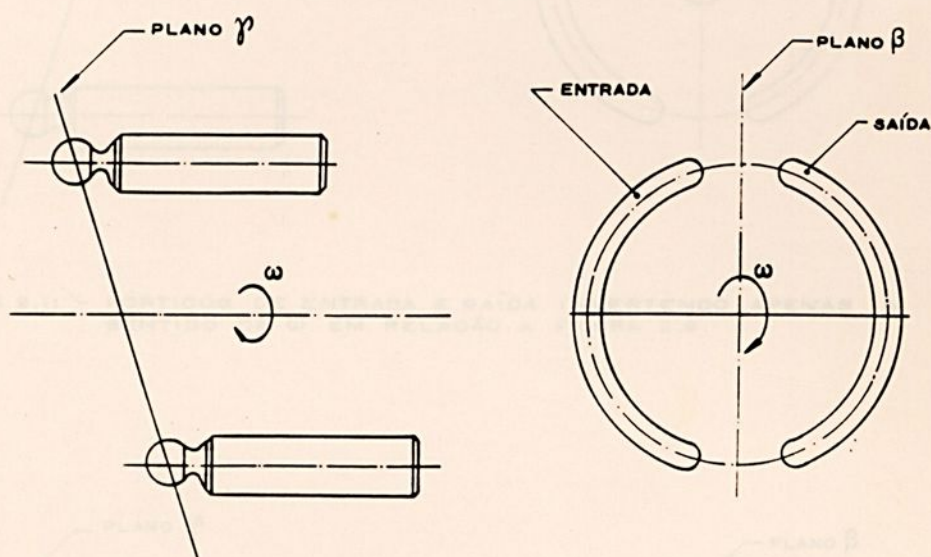


FIGURA 2.10 - PÓRTICOS DE ENTRADA E SAÍDA INVERTENDO APENAS A SWASHPLATE EM RELAÇÃO A FIGURA 2.9.

Mas, por outro lado, se invertermos a rotação teremos mais duas situações possíveis, mostradas na figura 2.11 e figura 2.12.

Nas quatro situações apresentadas nas figuras 2.9, 2.10, 2.11 e 2.12, se a máquina for uma bomba, o sentido de rotação é imposto pelo motor que a está acionando mas, se a máquina for um motor, é a abertura de entrada e a posição do ângulo α em

relação à posição zero grau que determinará o sentido de rotação.

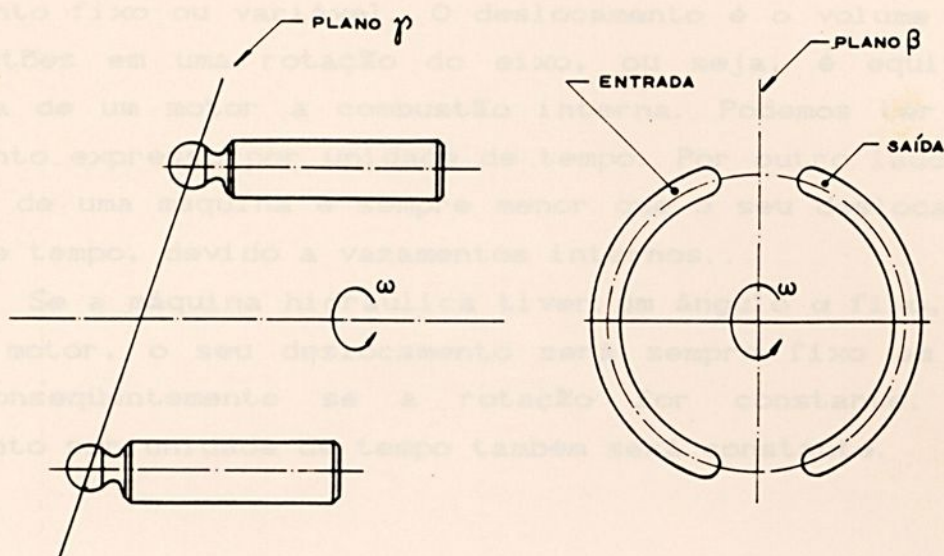


FIGURA 2.11 - PÓRTICOS DE ENTRADA E SAÍDA INVERTENDO APENAS O SENTIDO DE ω EM RELAÇÃO A FIGURA 2.9.

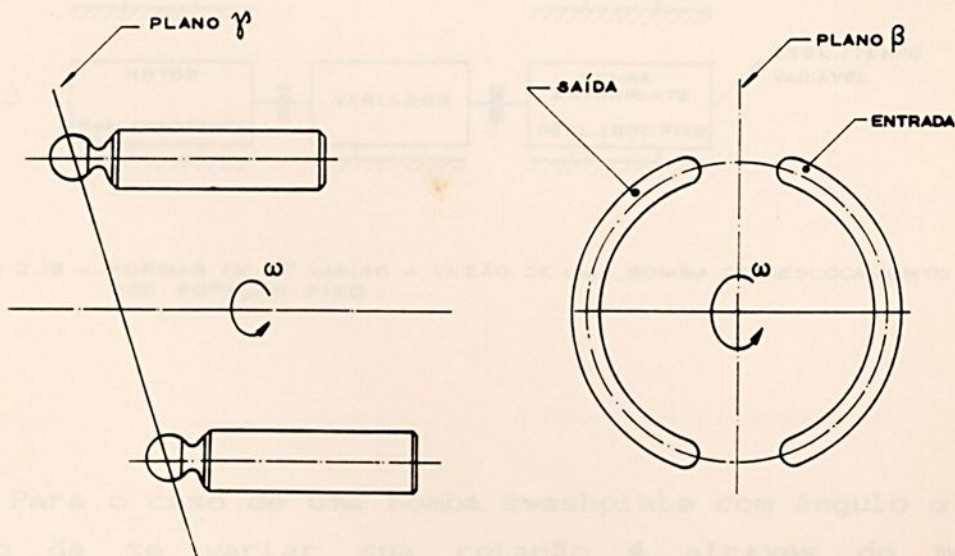


FIGURA 2.12 - PÓRTICOS DE ENTRADA E SAÍDA INVERTENDO A SWASHPLATE E ω EM RELAÇÃO A FIGURA 2.9.

2.2 DESLOCAMENTO DE UMA MÁQUINA SWASHPLATE

A máquina de pistões axiais swashplate pode ter deslocamento fixo ou variável. O deslocamento é o volume deslocado pelos pistões em uma rotação do eixo, ou seja, é equivalente a cilindrada de um motor a combustão interna. Podemos ter também o deslocamento expresso por unidade de tempo. Por outro lado, a vazão de fluido de uma máquina é sempre menor que o seu deslocamento por unidade de tempo, devido a vazamentos internos..

Se a máquina hidráulica tiver um ângulo α fixo, seja ela bomba ou motor, o seu deslocamento será sempre fixo em ambos os casos. Consequentemente se a rotação for constante, então o deslocamento por unidade de tempo também será constante.

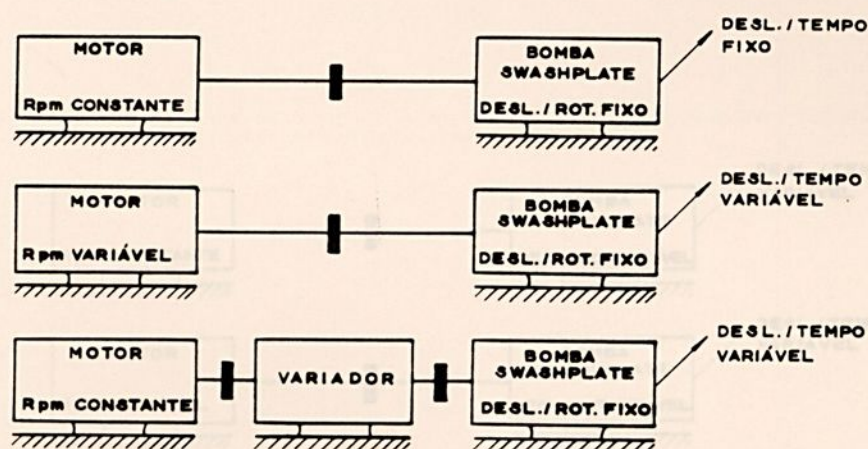


FIGURA 2.13 - FORMAS DE SE VARIAR A VAZÃO DE UMA BOMBA DE DESLOCAMENTO POR ROTAÇÃO FIXO

Para o caso de uma bomba swashplate com ângulo α fixo, o único modo de se variar sua rotação é através do motor de acionamento, ou de caixa de marchas a ela ligada, conforme figura 2.13. Para a variação da rotação de um motor hidrostático com ângulo α fixo têm-se as duas situações da figura 2.14.

Nestas duas situações o que impõe o movimento do eixo do motor é apenas a vazão de entrada.

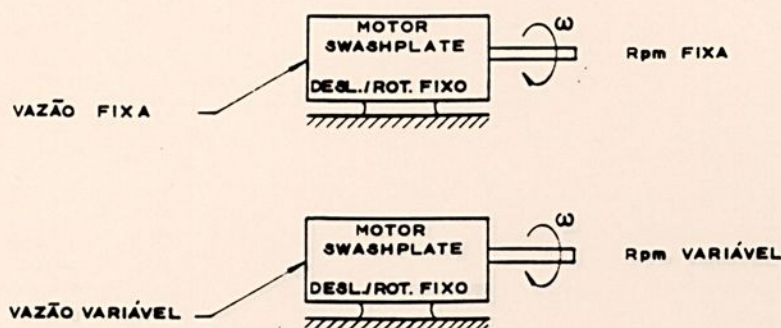


FIGURA 2.14 - FORMAS DE SE VARIAR A ROTAÇÃO DE UM MOTOR DE DESLOCAMENTO POR ROTAÇÃO FIXO.

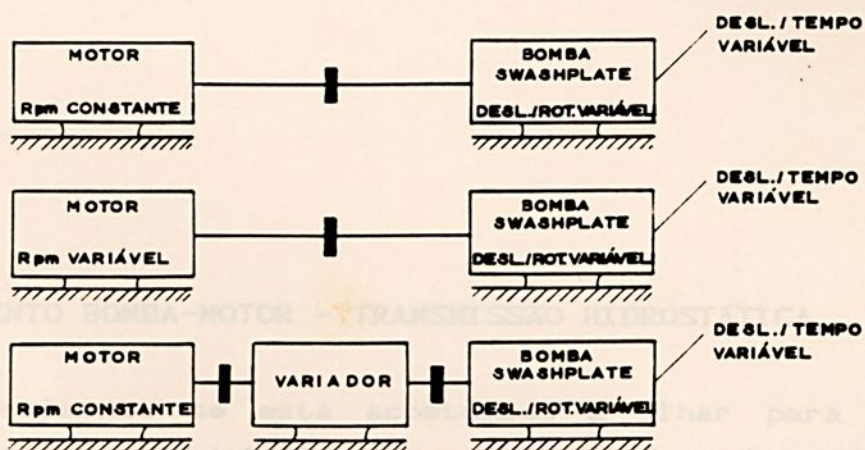


FIGURA 2.15 - FORMAS DE SE VARIAR A VAZÃO DE UMA BOMBA DE DESLOCAMENTO POR ROTAÇÃO VARIÁVEL.

Mas se a máquina hidráulica tiver o ângulo α variável, ela poderá ter o deslocamento fixo ou variável, conforme figuras 2.15 e 2.16.

No caso da figura 2.16, o que impõe o movimento do eixo do motor não é apenas a vazão de entrada mas, também, a variação do ângulo da swashplate. Esta situação permite, portanto, uma faixa muito grande de variação da rotação.

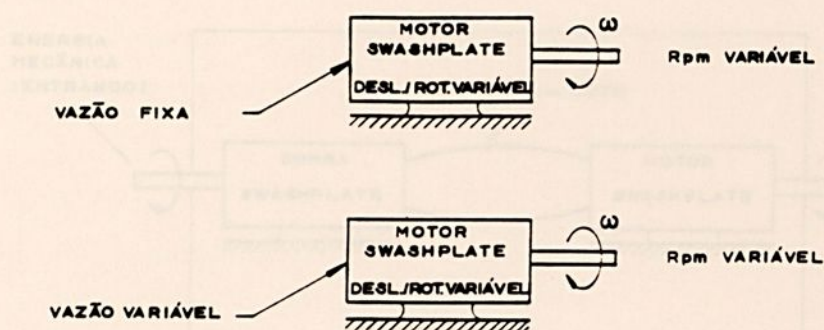


FIGURA 2.16 - FORMAS DE SE VARIAR A ROTAÇÃO DE UM MOTOR DE DESLOCAMENTO POR ROTAÇÃO VARIÁVEL.

2.3 ACOPLAMENTO BOMBA-MOTOR - TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

Geralmente se está acostumado a olhar para uma bomba hidráulica ou motor hidráulico sempre separados, isto é, como se eles funcionassem independentemente um do outro.

Na realidade estas máquinas estão geralmente acopladas hidraulicamente, visto que uma bomba só fará o papel de bomba se ela estiver fornecendo o fluido hidráulico sob pressão e um motor só fará o papel de motor se estiver recebendo fluido hidráulico sob pressão. Portanto estas duas máquinas estarão acopladas hidraulicamente formando um conjunto onde entra energia mecânica e sai energia mecânica, como mostrado na figura 2.17.



2.4 SWASH Na prática este conjunto geralmente é chamado de transmissão hidrostática, pois a maior parte da energia hidráulica envolvida é sob a forma de pressão.

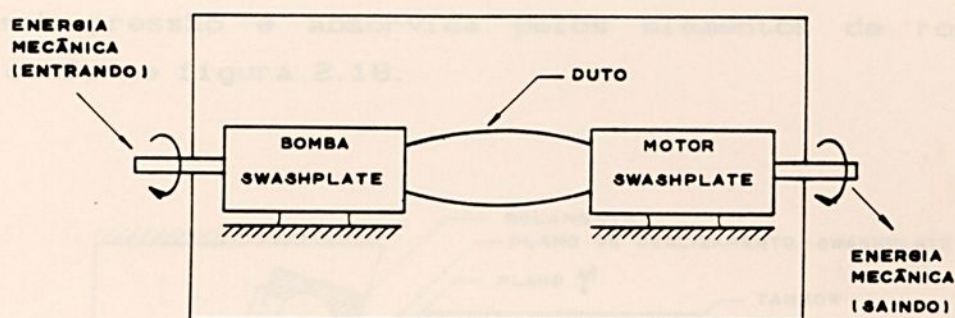


FIGURA 2.17 - ACOPLAMENTO BOMBA-MOTOR EM RELAÇÃO A ENERGIA MECÂNICA.

Observando ainda o esquema da figura 2.17 pode-se indagar:

- Por quê usar o conjunto bomba-motor se já existe energia mecânica disponível e, além disso há perdas introduzidas pelo conjunto?

— Na verdade o que se têm é, muitas vezes, a energia mecânica não disponível na forma desejada, como por exemplo, baixo torque e alta rotação, e se necessita desta energia na forma de baixa rotação e alto torque. Outras vezes têm-se rotação constante e torque variável e se necessita de um torque constante e uma rotação variável. Com esse conjunto bomba-motor pode-se resolver o problema de forma simples e barata.

2.4 SWASHPLATE COM ROLAMENTO

A utilização de cabeças dos pistões deslizando diretamente sobre a superfície plana de swashplate não é a melhor solução que se pode ter por causa de alta pressão Hertiziana ali gerada. Para melhor funcionamento pode-se substituir a pista de deslizamento por uma pista apoiada sobre mancais de rolamento. Nesta nova pista haverá apenas pequenos deslocamentos no movimento relativo da cabeça do pistão. Desta maneira a carga de cada pistão, quando sob pressão é absorvida pelos elementos de rolamento do mancal, conforme figura 2.18.

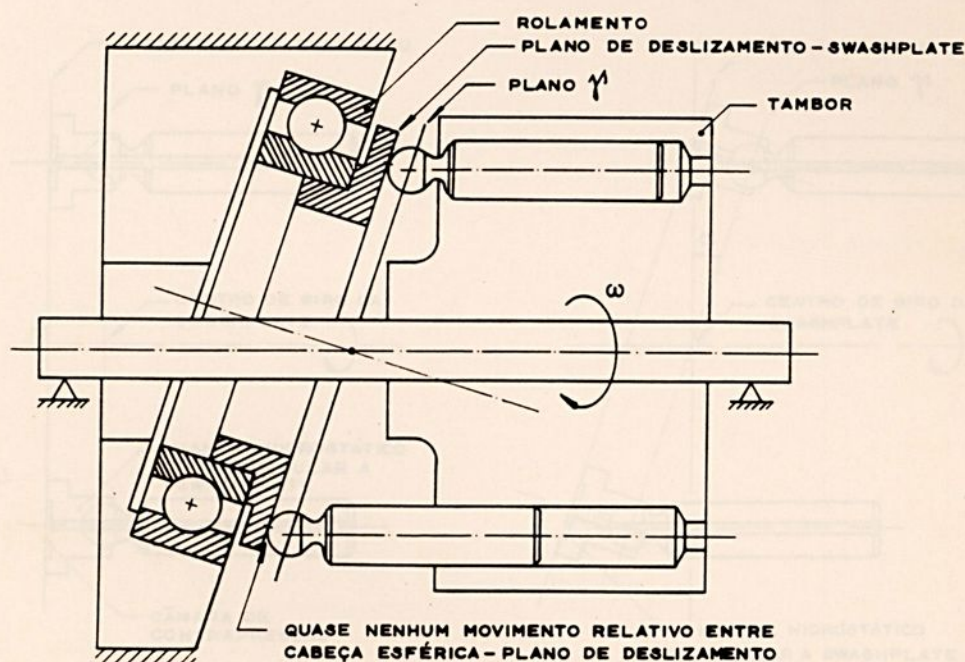


FIGURA 2.18 - ROLAMENTO USADO PARA ABSORVER A FORÇA DOS PISTÕES.

Na prática este tipo de mecanismo é usado apenas para máquinas e pressões relativamente pequenas, devido a problemas de custos, e de tamanho da máquina, principalmente.

2.5 SWASHPLATE COM MANCAL HIDROSTÁTICO E PLACA DE RETENÇÃO DOS MANCAIS

Em substituição ao contato direto da cabeça esférica com a pista de deslizamento, ou com a pista com mancal de rolamento, podemos ter um mancal hidrostático entre a cabeça do pistão e a pista de deslizamento. Para que isto seja possível podemos fazer um mancal composto por uma rótula e uma base plana onde fica uma câmara de balanceamento ou de contrapressão, alimentada pelo próprio fluido do pistão. A figura 2.19 mostra este novo conjunto nas posições de funcionamento a zero grau e com um ângulo α .

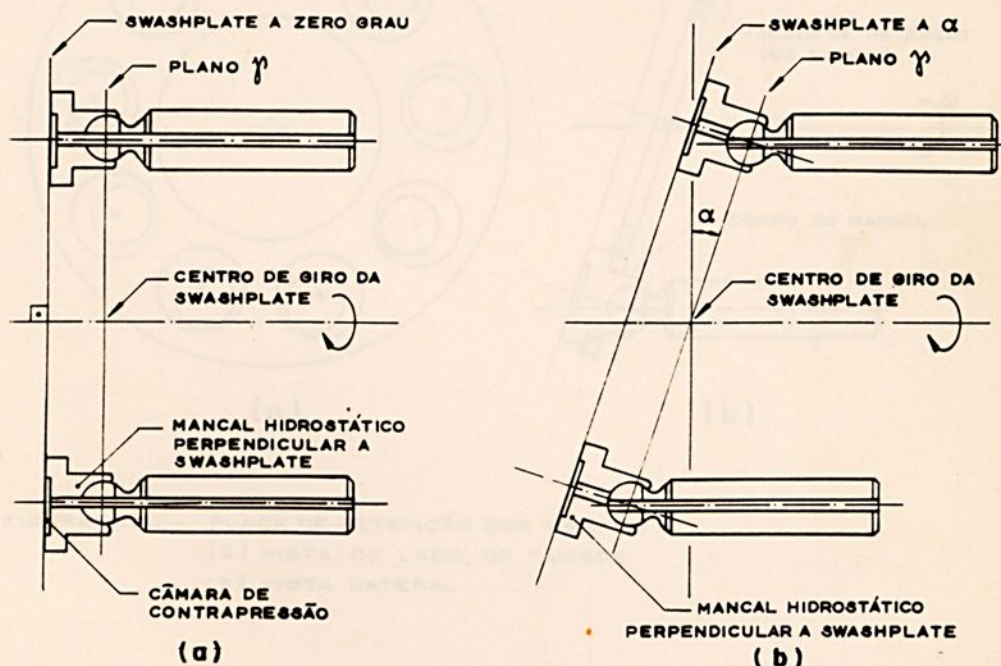


FIGURA 2.19 - MANCAL HIDROSTÁTICO
(a) NA POSIÇÃO ZERO GRAU
(b) NUMA DETERMINADA POSIÇÃO α .

A base do mancal hidrostático, para que funcione satisfazendo o mecanismo, deverá ficar, para qualquer valor de α ,

sempre paralela à pista de deslizamento da swashplate. Para que isto seja possível também durante a sucção é acrescentado um novo elemento a este conjunto, denominado placa de retenção dos mancais. Esta placa gira sempre junto com os mancais dos pistões e não pode se afastar do plano de deslizamento, pois um outro mancal preso a swashplate a reterá nesta posição. Esta placa contém tantos furos quantos forem os pistões, distribuídos uniformemente a uma determinada distância radial. A placa de retenção é presa por parafusos à swashplate, conforme mostrado na fig. 2.20.

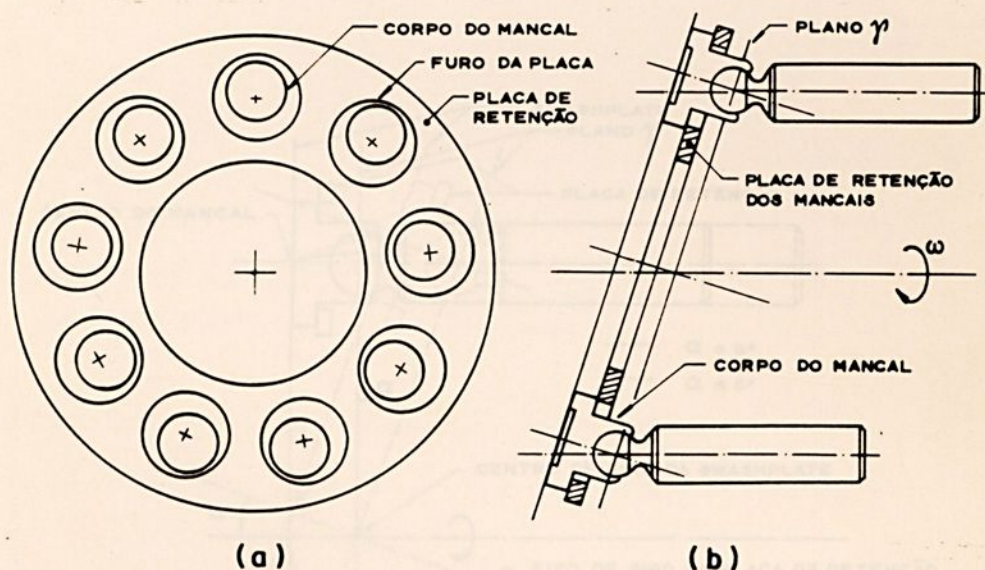


FIGURA 2.20 - PLACA DE RETENÇÃO DOS MANCAIS
(a) VISTA DO LADO DO TAMBOR
(b) VISTA LATERAL

A placa de retenção com furos passantes deve ter suas dimensões bem definidas pois, como se pode observar, a parte cilíndrica do corpo do mancal está dentro do furo da placa. Deve existir uma folga entre estas duas peças (corpo do mancal e furo da placa). Em consequência, a placa de retenção não é uma peça simples de ser projetada.

A folga deve existir porque, observando a figura 2.21 verifica-se que um ponto no centro da base do mancal e um outro ponto da pista de deslizamento da swashplate devem ser coincidentes para $\alpha = 0$. Quando a swashplate gira de um ângulo α , o ponto pertencente a swashplate descreve um arco cujo centro é o centro de giro da swashplate. Mas o ponto pertencente à base do mancal descreve uma outra curva. Pode-se observar ainda que o centro do mancal afasta-se radialmente para fora em relação ao ponto da swashplate.

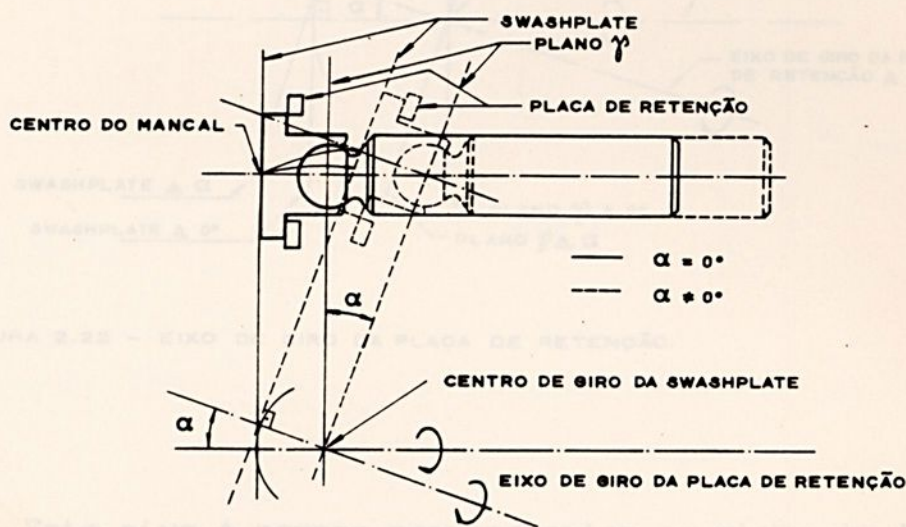


FIGURA 2.21 - POSIÇÕES RELATIVAS ENTRE A PLACA DE RETENÇÃO E O MANCAL PARA $\alpha = 0^\circ$ E $\alpha \neq 0^\circ$.

2.6. LUGAR GEOMÉTRICO DO CENTRO DOS MANCAIS

Para melhor entendimento do que acontece com os mancais do pistão Explica-se este afastamento verificando-se que a base do mancal é sempre paralela à pista de deslizamento e que a perpendicular à base do mancal e à pista de deslizamento passa sempre pelo centro da cabeça esférica.

Observa-se ainda que a placa de retenção dos mancais gira autocentrada em um eixo imaginário que cruza o eixo principal da máquina e o eixo de giro da swashplate. Este eixo varia com a inclinação da swashplate (ou com o ângulo α), conforme figura 2.22.

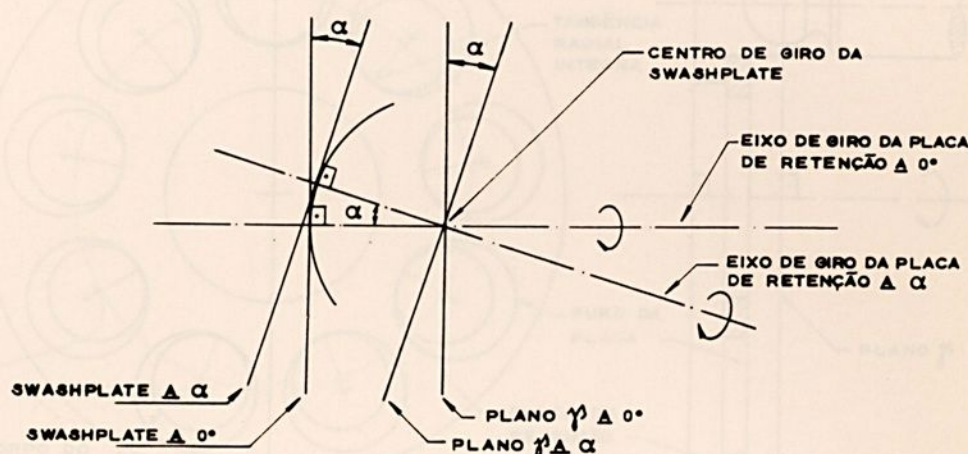


FIGURA 2.22 - EIXO DE GIRO DA PLACA DE RETENÇÃO.

Este eixo é sempre perpendicular ao plano de deslizamento e ao plano γ .

Se $\alpha = 0$ o eixo de giro da placa de retenção coincide com eixo de giro da máquina e esta placa gira paralelamente ao tambor.

2.6. LUGAR GEOMÉTRICO DO CENTRO DOS MANCAIS

Para melhor entendimento do 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 é zero, o

lugar geométrico dos centros dos mancais é uma circunferência sobre a pista de deslizamento dos mancais, como mostrado na figura 2.23.

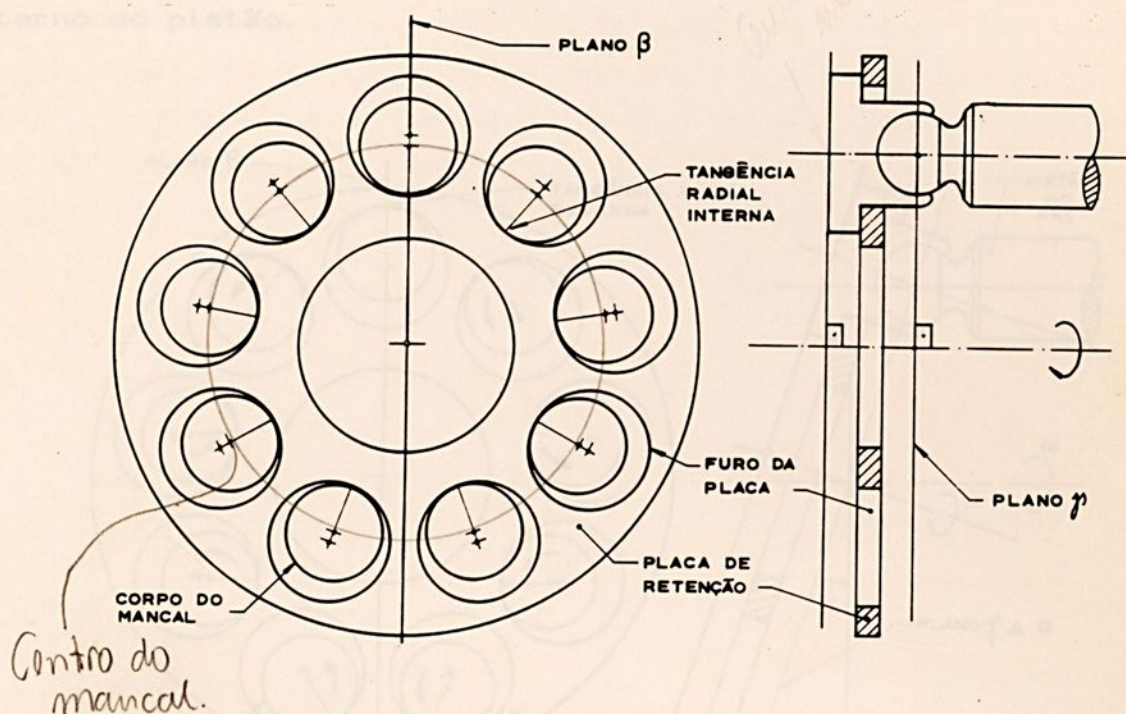


FIGURA 2.23 - POSIÇÃO RELATIVA ENTRE CORPO DO MANCAL E FUROS DA PLACA DE RETENÇÃO PARA $\alpha = 0$.

Por outro lado, se a swashplate estiver inclinada de um ângulo α , o lugar geométrico do centro dos mancais, isto é, o caminho que estes pontos percorrem, passa a ser uma elipse. Na figura 2.23, o furo e o corpo do mancal se tangenciam na direção radial interna para todos os mancais, mas quando a swashplate se inclina, a tangência, passa a ser em pontos diferentes, como na figura 2.24.

Acompanhando o mancal deslizando sobre a placa e observando o movimento relativo entre o corpo do mancal e o furo da placa de retenção, vê-se que o corpo do mancal se desloca em relação ao furo conforme indicado por setas curvas na fig. 2.24.

Assim o corpo do mancal tangencia o furo da placa a zero grau na direção radial externa (P.M.I.). Em seguida iniciará um movimento para o lado interno do furo até tangenciá-lo na direção radial interna. Continuando o movimento, o corpo do mancal tangencia o furo da placa novamente na direção radial externa, no ponto morto externo do pistão.

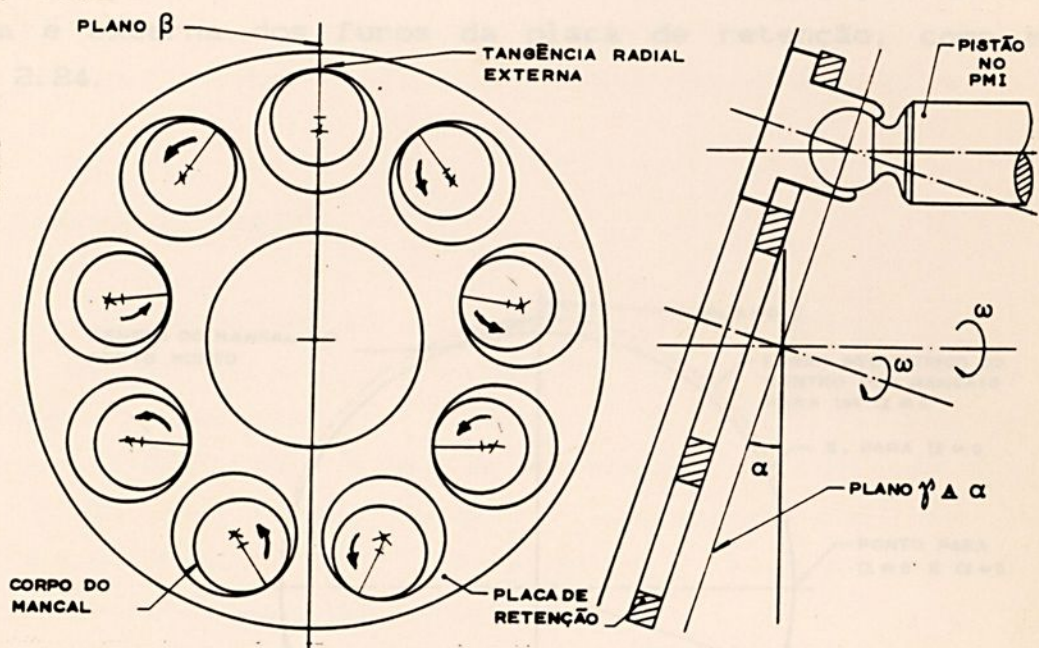


FIGURA 2.24 - POSIÇÃO RELATIVA ENTRE CORPO DE MANCAL E FUROS DA PLACA DE RETENÇÃO PARA $\alpha \neq 0$.

A placa de retenção dos mancais pode girar autocentrada pelos próprios mancais. Para se entender como isto acontece, analisa-se a posição $\alpha = 0^\circ$ e a posição para α diferente de 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. Na realidade, não é necessário haver tangência, isto é, uma pequena folga deve existir para facilidade de fabricação e montagem.

Por outro lado, se a swashplate gira de um ângulo α , os corpos cilíndricos dos mancais tangenciam internamente os furos da placa de retenção dos mancais na direção radial sempre que os mancais passem pela posição intermediária entre os pontos mortos. Mas os corpos cilíndricos dos mancais também tangenciam o furo da placa de retenção na direção radial externa sempre que os mancais passem pela posição dos pontos mortos. Os mancais que estiverem em posição intermediária também estarão entre posição de tangência interna e externa dos furos da placa de retenção, como mostra a figura 2.24.

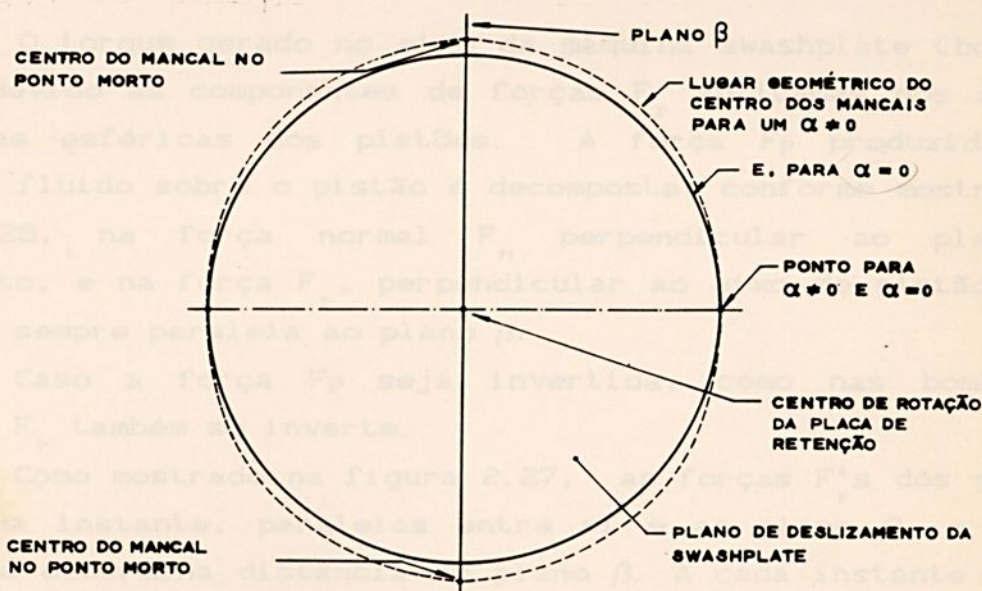


FIGURA 2.25 - LUGAR GEOMÉTRICO DO CENTRO DOS MANCAIS NO PLANO DE DESLIZAMENTO DA SWASHPLATE.

Observando-se uma marca de referência colocada no furo da placa, em uma direção radial externa, verifica-se que o corpo do

cilindro tangencia o furo em uma volta completa quando o eixo da máquina girar meia volta.

Uma análise mais acurada do movimento dos mancais mostra que um deslocamento $\Delta\theta$ de rotação do eixo principal não corresponde exatamente o mesmo deslocamento do centro do mancal no plano de deslizamento da swashplate. No entanto, quando este deslocamento é grande, como no deslocamento do ponto morto interno até o ponto morto externo, descrevendo um ângulo de 180° , o centro do mancal percorre, também, 180° ao sair de um ponto no semi-eixo maior e chegar num ponto simétrico neste mesmo semi-eixo.

2.7. GERAÇÃO DO TORQUE

O torque gerado no eixo da máquina swashplate (bomba ou motor) é devido às componentes de forças F_r aplicadas nos centros das cabeças esféricas dos pistões. A força F_p produzida pela pressão do fluido sobre o pistão é decomposta, conforme mostrado na figura 2.26, na força normal F_n perpendicular ao plano de deslizamento, e na força F_r , perpendicular ao eixo do pistão. Esta força F_r é sempre paralela ao plano β .

Caso a força F_p seja invertida, como nas bombas, a componente F_r também se inverte.

Como mostrado na figura 2.27, as forças F_r 's dos pistões são em cada instante, paralelas entre si e ao plano β , e também estão a uma determinada distância do plano β . A cada instante e para uma determinada pressão, as forças são constantes. Como essas forças agem a distâncias não nulas em relação ao plano β , resulta um torque no eixo da máquina. Com nove pistões, o torque fica praticamente constante.

Analisando ainda a figura 2.27 observaremos 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 máquina swashplate é o torque gerado pelo lado de alta pressão, pois normalmente a diferença entre eles é muito grande.



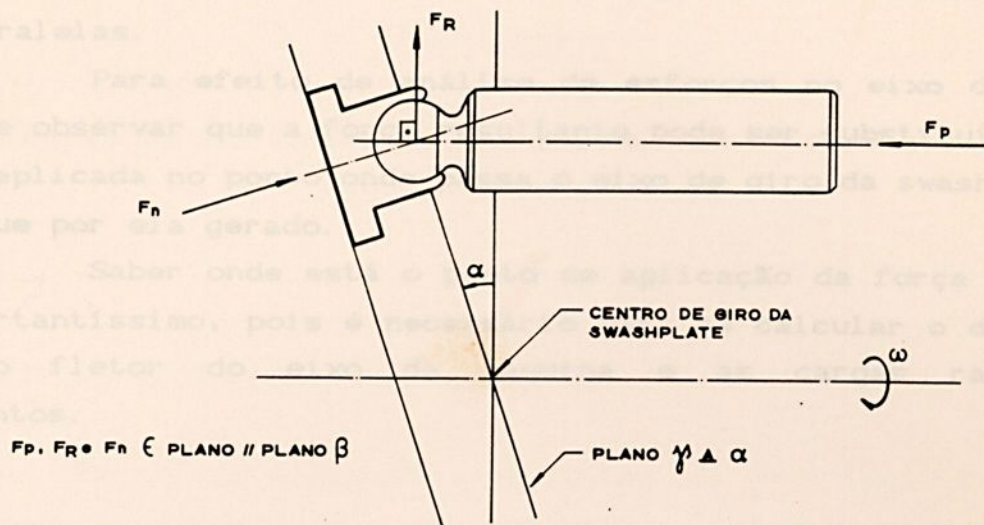


FIGURA 2.26 - ESQUEMA PARA MOSTRAR A FORÇA F_R QUE GERA TORQUE NO EIXO.

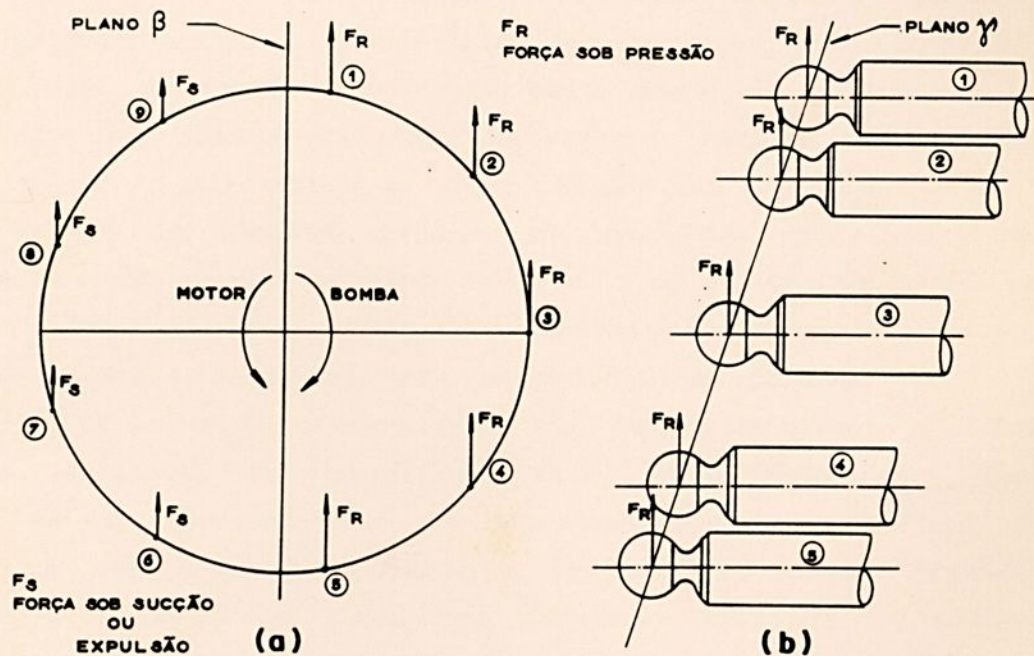


FIGURA 2.27- ESQUEMA PARA MOSTRAR A POSIÇÃO RELATIVA DA FORÇA F_R EM CADA PISTÃO.

Observa-se também que as forças F_r podem ser equivalentes a uma força resultante que é a soma algébrica de todas elas, pois são paralelas.

Para efeito de análise de esforços no eixo da máquina, deve-se observar que a força resultante pode ser substituída por uma força aplicada no ponto onde passa o eixo de giro da swashplate mais o torque por ela gerado.

— Saber onde está o ponto de aplicação da força resultante é importantíssimo, pois é necessário para se calcular o diagrama do momento fletor do eixo da máquina e as cargas radiais nos rolamentos.

CAPÍTULO 3

DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS PRINCIPAIS DA MÁQUINA SWASHPLATE

3.1. GRÁFICO VAZÃO (Q) X RAIOS DE GIRO (d) DO PISTÃO

Para a determinação dos parâmetros principais da máquina A descreve-se a sequência a ser seguida. Para o projeto, um dos fatores importantes é descobrir o parâmetro inicial que permita, se possível, seguir um caminho ou idealizar um caminho através do qual outros parâmetros são calculados.

Quando experiência prévia de projeto é disponível, é possível a adoção de certos parâmetros para início do projeto. Entretanto, conforme já mencionado, existe falta de literatura em que se possa basear o projeto e, em especial no Brasil, não se conhece quem já tenha projetado tais máquinas. *Entretanto, pode-se* afirmar que não existe experiência prévia. Assim, há necessidade de se partir de algum ponto para o início do projeto. O gráfico da figura 3.1 é um desses pontos de partida, pois, com bastante aproximação, dá o raio de giro do pistão em função da vazão esperada da bomba. Esse gráfico, conforme também já afirmado, foi obtido a partir de exaustivo trabalho de projeto em prancheta.

Teve-se a preocupação de se determinar a forma mais compacta possível da máquina, fator este bastante importante. Valores de d menores que os apresentados no gráfico para um determinado deslocamento levarão a um projeto quase impossível de se realizar. Valores de d maiores tornarão possível a realização do projeto para um determinado deslocamento, mas com dimensões maiores do que aquelas de máquinas equivalentes existentes no mercado.

A precisão de leitura da figura 3.1 na escala de d, é suficiente para obtenção de resultados gráficos adequados.



O primeiro passo para a determinação do primeiro parâmetro da máquina swashplate é a obtenção de d , o raio de giro do centro dos pistões. Deve-se notar que este gráfico vale somente para a rotação de 1800 rpm.

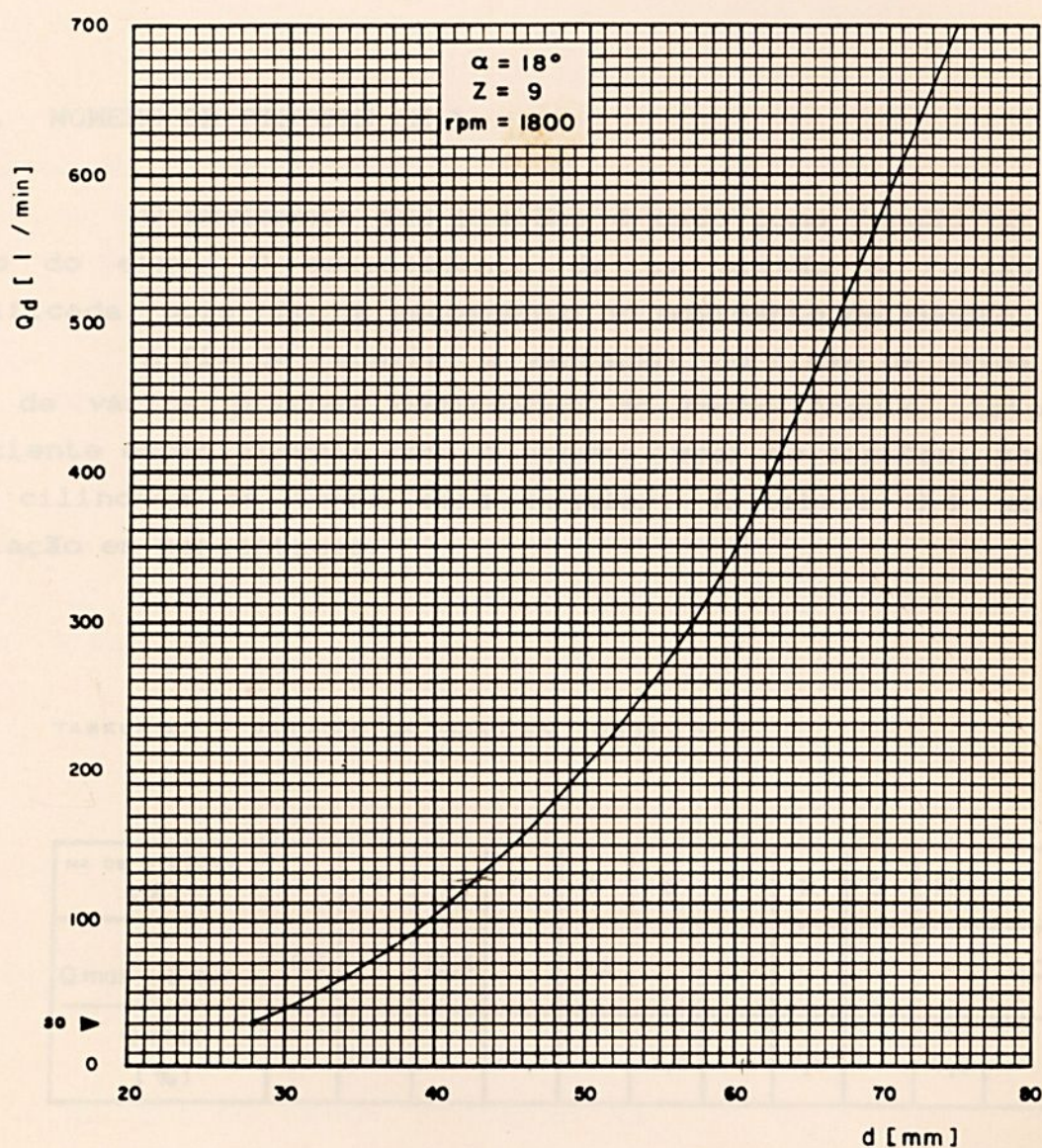


FIGURA 3.1 - GRÁFICO VAZÃO Q_d X RAIOS DE GIRO DO PISTÃO d .

Com o valor de Q em l/min, determina-se o valor de d em milímetro.

3.2 ÂNGULO DA SWASHPLATE (α)

O valor do ângulo de giro da swashplate é dado em detalhes por Thoma [26] onde o valor máximo de α é limitado a 18° , devido a esforços elevados e problemas de mecanismos que surgem quando se escolhe $\alpha > 18^\circ$.

3.3. NÚMERO DE PISTÕES (Z)

O movimento dos pistões é dado como função do ângulo de giro do eixo. O deslocamento de um pistão é função senoidal retificada, pois não há escoamento no movimento de sucção.

A fim de reduzir a variação do fluxo de saída é comum o uso de vários pistões deslocados do mesmo ângulo. Isto é muito eficiente especialmente com um número ímpar de pistões, pois o fluxo dos cilindros se torna mais regular. A tabela 3.1 mostra esta variação em porcentagem.

TABELA 3.1 - VARIAÇÃO DA VAZÃO EM FUNÇÃO DE Z.

NA DE PISTÕES [Z]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Q max - Q min	100		13,4		4,9		2,5		1,5		1,0
Q max [%]		100		29,3		13,5		7,6		4,9	

A escolha é feita entre 5, 7, 9 ou 11 pistões. Aumentando o número de pistões há a vantagem de diminuir a flutuação, mas há desvantagem de que o curso de pistões fica grande

quando comparado com seu diâmetro e além de aumentar os custos de produção. Fazendo um balanço dos requisitos acima expostos, sugere o uso de nove pistões para a máquina swashplate, seguindo as recomendações de Thoma [26].

3.4. RPM

Neste trabalho a rpm utilizada para o desenvolvimento do projeto é estabelecida como 1800 rpm, porque, nas aplicações práticas os motores rodam em torno de 1800 rpm, tanto os elétricos como os diesel..

3.5. DIÂMETRO DOS PISTÕES (d_p)

A equação do deslocamento é estabelecida analisando-se a figura 2.8, onde o curso é dado pelo movimento do pistão quando este vai desde ponto morto interno até ponto morto externo e vice-versa.

A equação do deslocamento fica então:

$$Q_d = 0,7854 (d_p)^2 \times (2 d \operatorname{tg} \alpha) \times Z \times \text{rpm} \quad (3.1)$$

de onde se pode obter o diâmetro do pistão, d_p .

3.6. DIMENSÕES DO MANCAL DO PISTÃO (r_o , r_i , d_x)

Na base do mancal 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 um mancal hidrostrático-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 com uma determinada velocidade.

A câmara do mancal fica pressurizada a cada meia volta aproximadamente. A frequência da variação desta pressão gerará nas paredes laterais da câmara uma tensão alternada com problemas de fadiga.

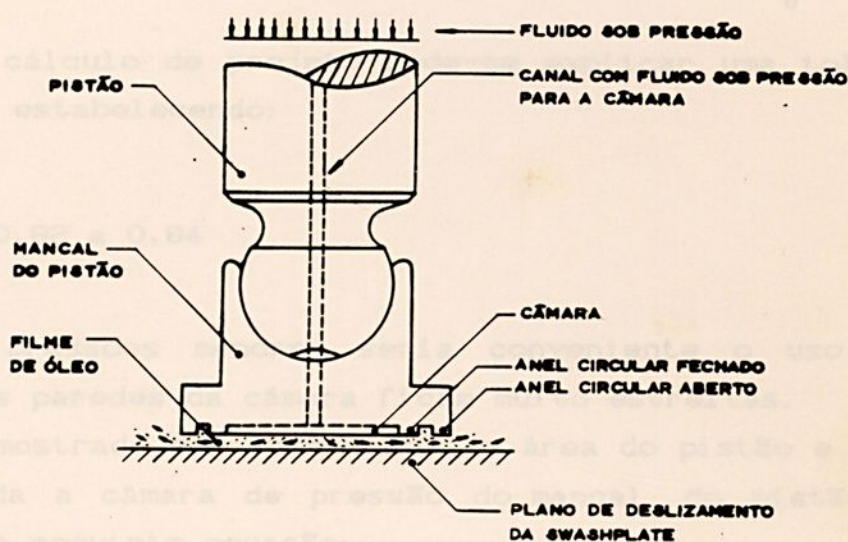


FIGURA 3.2 - ESQUEMA MOSTRANDO PISTÃO COM A CABEÇA ESFÉRICA ACOPLADO AO SEU MANCAL.

A câmara é constituída de um anel circular fechado, de altura pequena, constituindo um tubo de parede grossa submetido a pressão oscilante de um valor máximo caindo até a pressão de sucção. Na prática, uma onda quadrada de pressão é aplicada na câmara hidrostática.

Pode-se estabelecer a equação 3.2 para este tubo de parede grossa.

$$\frac{S}{P} = \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (3.2)$$

onde a relação $\frac{S}{p}$ é conhecida; S é a tensão limite de fadiga para o material do mancal (bronze ao manganês), ao que deve ser 200,0 [MPa], conforme consulta ao fabricante [Termomecânica - São Paulo]; MT, p é a pressão nominal da máquina, no caso estabelecida em 35 MPa. Portanto tem-se:

$$\frac{S}{p} = \frac{2000}{350} = 5,71. \text{ Este valor leva à obtenção a relação de } \frac{r_i}{r_o} = 0,838.$$

Para efeitos de cálculo de projeto pode-se explicar uma tolerância para este valor, estabelecendo:

$$\frac{r_i}{r_o} = 0,82 \text{ a } 0,84 \quad (3.3)$$

Para pressões menores seria conveniente o uso destes valores, senão as paredes da câmara ficam muito estreitas.

Como mostrado por Thoma (26), a área do pistão e área do anel que circunda a câmara de pressão do mancal do pistão estão relacionadas pela seguinte equação:

$$A_c + \frac{1}{2} A_a = \beta A_p \quad (3.4)$$

onde

A_c - área da câmara

A_a - área do anel

A_p - área do pistão

β - coeficiente entre 0,92 - 0,96

O pistão está inclinado α em relação ao eixo longitudinal do mancal como mostrado na figura 3.3. Pode-se então reescrever a equação 3.4 da seguinte forma:

$$\frac{\beta d_p^2}{2 \cos \alpha} = \frac{r_o^2 - r_i^2}{\ln(r_o/r_i)} = \frac{r_o^2 (1 - (r_i/r_o)^2)}{\ln(r_o/r_i)} \quad (3.5)$$

Portanto com os parâmetros da equação 3.5, mais a relação entre r_o e r_i pode-se determinar as incógnitas r_o e r_i , isto é:

$$r_o = \sqrt{\frac{\beta d_p^2 \ln(r_o/r_i)}{2(1 - (r_i/r_o)^2) \cos \alpha}} \quad (3.5a)$$

$$r_i = (r_i/r_o) r_o \quad (3.5b)$$

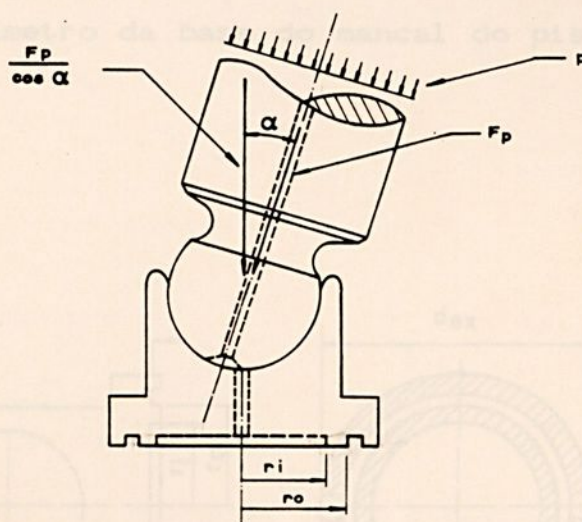


FIGURA 3.3 - PISTÃO/MANCAL COM INCLINAÇÃO α E NOMENCLATURA DOS SEUS PARÂMETROS.

Como mostrado por Thoma [26], 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 [9, 10 e 11] não desliza perfeitamente paralelo ao plano da swashplate, devido a ação de 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-se 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, pode-se escrever a equação 3.6 que relaciona as dimensões do anel da câmara e do diâmetro externo da base do mancal que irá constituir o anel truncado, da seguinte forma:

$$d_{ex} = (1,23 \text{ a } 1,27) 2 r_o \quad (3.6)$$

onde a tolerância de 1.23 a 1.27 é adotada para efeito de projeto.

Este parâmetro da base do mancal do pistão é mostrado na figura 3.4.

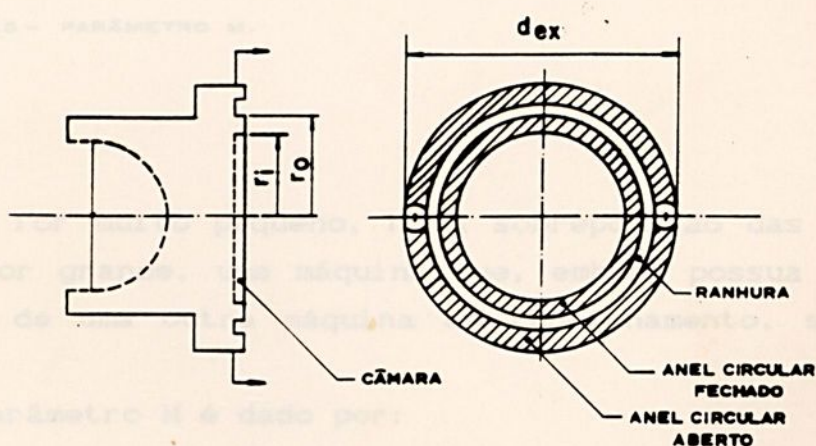


FIGURA 3.4 - VISTA / CORTE DO MANCAL DO PISTÃO E NOMENOLATURA DOS PARÂMETROS.

3.7. PARÂMETRO M

A distância M é um parâmetro que deve ser analisado para garantir que a máquina seja compacta.

Este parâmetro é a distância entre as bases de dois mancais adjacentes, conforme figura 3.5.

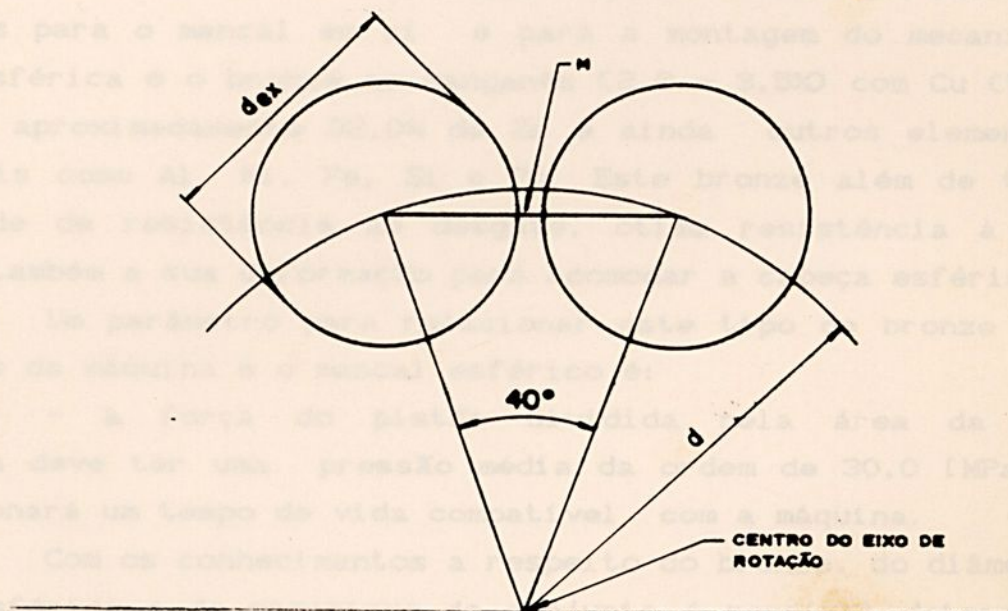


FIGURA 3.5 - PARÂMETRO M.

Se M for muito pequeno, há a sobreposição das bases dos mancais. Se M for grande, uma máquina que, embora possua as mesmas características de uma outra máquina em funcionamento, será muito grande.

Os parâmetro M é dado por:

$$M = 2 \left[d \cdot \cos 70^\circ - \frac{d \cdot x}{2} \right], \text{ onde } 3,0\text{mm} < M < 5,0\text{mm} \quad (3.7)$$

3.8. DIMENSÕES DA CABEÇA ESFÉRICA, PESCOÇO E COMPRIMENTO DO PISTÃO

A cabeça esférica será unida ao mancal constituindo um mancal esférico. O diâmetro da cabeça esférica depende, para um tempo de vida coerente com o resto da máquina, principalmente do material do mancal e do diâmetro do pistão, pois é este que gera a força de contato. Após consulta ao fabricante de bronzes Termomecânica São Paulo S/A, o melhor tipo de bronze que satisfaz as condições para o mancal em si e para a montagem do mecanismo da cabeça esférica é o bronze ao manganês (2,0 - 3,5% com Cu (58,25 - 61,25%), aproximadamente 32,0% de Zn e ainda outros elementos de liga, tais como Al, Ni, Fe, Si e Pb. Este bronze além de ter boa capacidade de resistência ao desgaste, ótima resistência à fadiga permite também a sua deformação para acomodar a cabeça esférica.

Um parâmetro para relacionar este tipo de bronze com as dimensões da máquina e o mancal esférico é:

- a força do pistão dividida pela área da esfera projetada deve ter uma pressão média da ordem de 30,0 [MPa], que proporcionará um tempo de vida compatível com a máquina.

Com os conhecimentos a respeito do bronze, do diâmetro da cabeça esférica e do mecanismo do conjunto é possível determinar a seguinte relação:

$$\frac{d_p}{d_{ep}} = 1,27 \quad (3.8)$$

onde d_p - diâmetro do pistão e d_{ep} - diâmetro da esfera

d_p - diâmetro pistão e d_{ep} - diâmetro esfera

O pescoço foi pormenorizadamente analisado, incluindo estudo de sua resistência. A geometria adequada ao funcionamento do mecanismo foi testado. Os efeitos de concentração de tensões também foram estudados. Obteve-se então a seguinte relação entre o diâmetro do pistão d_p e diâmetro do pescoço d_n :

$$\frac{d_p}{d_n} = 1,8 \quad (3.9)$$

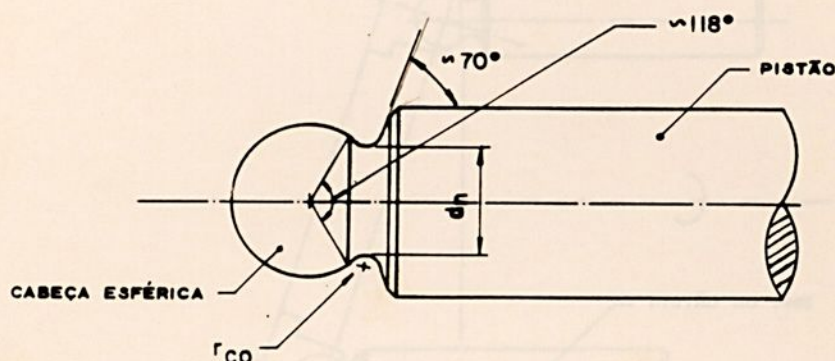


FIGURA 3.6 - VISTA SIMPLIFICADA DO PISTÃO COM ALGUNS PARÂMETROS DE PROJETO.

O raio de concordância, nestas condições, deverá estar dentro da faixa indicada na expressão seguinte:

$$r_{co} = (0,09 \text{ a } 0,11) d_p \quad (3.10)$$

Com as informações obtidas e mais uma análise sobre o mecanismo, pode-se, através da figura 3.6, apresentar mais detalhes que devem ser seguidos para o projeto do pistão.

Por outro lado o comprimento do pistão, como mostrado por

Thoma [26], pode ser determinado analisando-se a figura 3.7. Nesta figura a parte do pistão que permanece dentro do cilindro no ponto morto externo é igual a 1,5 vez a distância do centro da cabeça esférica até a face do tambor ou, então, igual a 2,5 vezes o diâmetro do pistão.

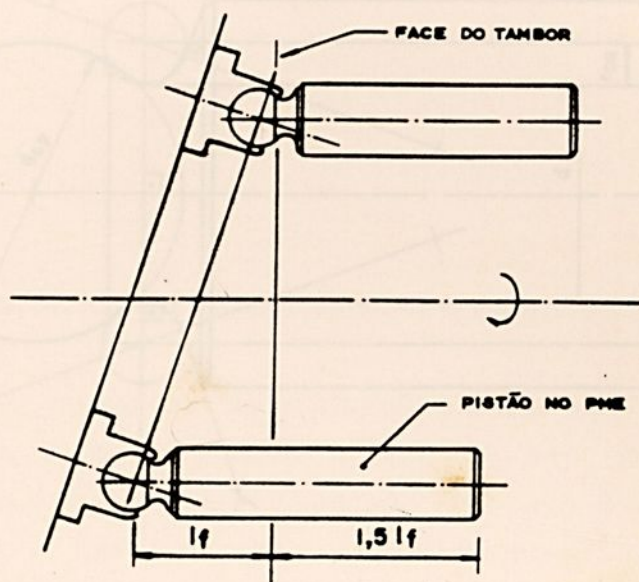


FIGURA 3.7 - ESQUEMA MOSTRANDO A RELAÇÃO ENTRE COMPRIMENTO DO PISTÃO E FACE DO TAMBOR.

3.8. DETERMINAÇÃO DO TORQUE

Tendo obtido esta dimensão do pistão, este fica completamente determinado, a menos de uma análise que deverá ser feita no desenho, a fim de se determinar as dimensões do furo de óleo para que, quando o pistão e mancal estiverem formando um determinado ângulo em relação aos seus eixos longitudinais, não haja interrupção do fluxo de óleo do pistão para o mancal.

A figura 3.8 apresenta o traçado gráfico da cabeça esférica com o raio de concordância em uma escala ampliada afim de se poder observar melhor os detalhes.

Merece bastante atenção o fato de não haver concordância

entre a circunferência da cabeça esférica e o raio de adoçamento do pescoço.

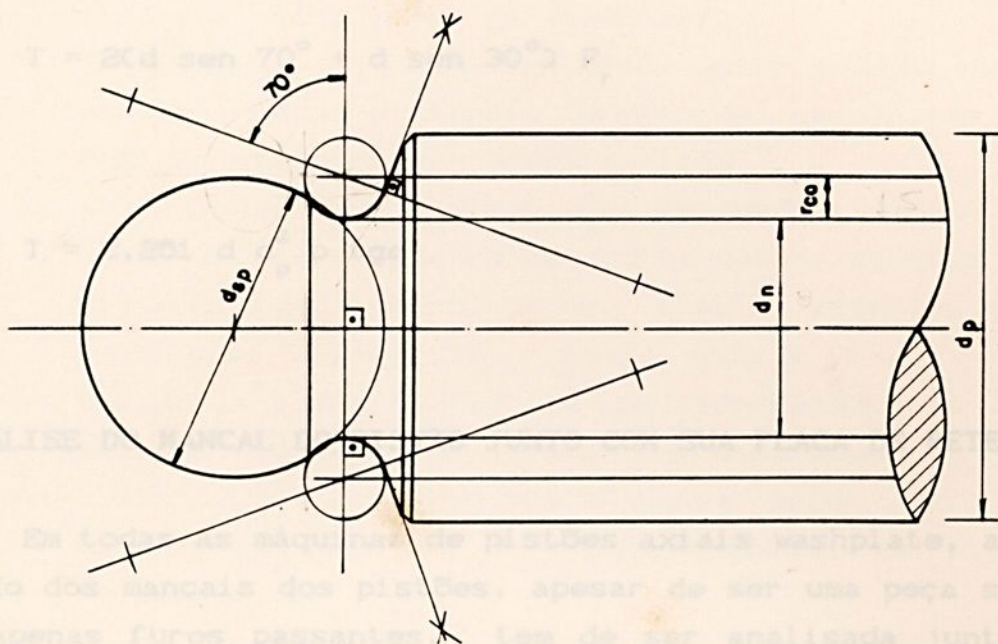


FIGURA 3.8 - DESENHO ESQUEMÁTICO AMPLIADO PARA MOSTRAR DETALHES DE TRAÇADO DO PISTÃO.

3.9. DETERMINAÇÃO DO TORQUE

O torque gerado no eixo da máquina com nove pistões, pode ser dado, analisando as figuras 2.26 e 2.27, pelas seguintes equações:

$$F_n = \frac{F_p}{\cos \alpha} \quad (3.11)$$

$$F_r = F_n \sin \alpha \quad (3.12)$$

$$F_r = \frac{F_p}{\cos \alpha} \sin \alpha = F_p \operatorname{tg} \alpha \quad (3.13)$$

$$T = 2(d \sin 70^\circ + d \sin 30^\circ) F_r \quad (3.14)$$

ou

$$T = 2,261 d d_p^2 p \operatorname{tg} \alpha \quad (3.15)$$

3.10. ANÁLISE DO MANCAL DO PISTÃO JUNTO COM SUA PLACA DE RETENÇÃO

Em todas as máquinas de pistões axiais washplate, a placa de retenção dos mancais dos pistões, apesar de ser uma peça simples contendo apenas furos passantes, tem de ser analisada juntamente com os mancais, para a determinação das dimensões destes furos. A posição dos centros dos mancais no plano de deslizamento, isto é, o lugar geométrico destes centros é o problema principal

Para desenvolver as equações deste problema observar que:

- 1) O plano β é determinado pelos eixos dos pistões nos PMI e PME e pela linha de centro do eixo do rotor.
- 2) O plano γ é determinado pelos centros das cabeças esféricas e é perpendicular ao plano β .
- 3) O plano γ move-se em torno do eixo de giro da swashplate.
- 4) Quando o plano γ é perpendicular à linha do centro do eixo de rotação ele é chamado plano de vazão zero. Portanto nesta condição não haverá movimento relativo dos pistões.
- 5) O ângulo α é formado pelo plano de vazão zero e pelo plano γ .
- 6) Após projetar o centro da cabeça esférica no plano β



3.10.1 DISTÂNCIAS obtém-se o parâmetro y que é a distância da projeção do centro da cabeça esférica no plano β até a linha de centro do eixo de rotação.

escrever: 7) O parâmetro x é a distância do centro da cabeça esférica até o plano de vazão zero.

8) O parâmetro k_0 é a distância entre o eixo dos dois pistões, ou a distância do eixo de um pistão em uma posição definida até outra posição.

9) O parâmetro k é a distância do centro de uma cabeça esférica até o centro de outra cabeça esférica ou é a distância dos centros de uma cabeça esférica em duas posições diferentes. Deste modo k é a distância entre os centros dos correspondentes mancais dos pistões no plano de deslizamento, porque a linha de centro do mancal passa também pelo centro da cabeça esférica e é perpendicular ao plano de deslizamento.

10) O parâmetro h_0 é a distância entre o centro de uma cabeça esférica e o eixo de rotação da placa de retenção.

11) O parâmetro r_{cc} é o raio da circunferência que contém os centros dos furos da placa de retenção dos mancais.

12) O parâmetro d_h é o diâmetro dos furos da placa de retenção quando não há folga; d_{hp} é o diâmetro destes furos quando existe folga.

13) O ângulo θ é o deslocamento angular do eixo, θ_i é a posição inicial e θ_f é a posição seguinte ou posição final.

14) Este estudo é restrito ao deslocamento angular na região entre 0° e 90° , ou então entre ponto morto interno e externo (0° e 180°) por causa da dupla simetria da figura do lugar geométrico do centro dos mancais.

Por outro lado, analisando a figura 3.10, pode-se escrever:



3.10.1 DISTÂNCIA ENTRE 2 CENTROS DE CABEÇAS ESFÉRICAS

Da análise da figura 3.9, quando d é dado, pode-se escrever:

$$y = y(\theta) = d \cos \theta \quad (3.16)$$

8

$$x = x(\theta, \alpha) = y \operatorname{tg} \alpha \quad (3.17)$$

ou

$$x = d \cos \theta \operatorname{tg} \alpha \quad (3.18)$$

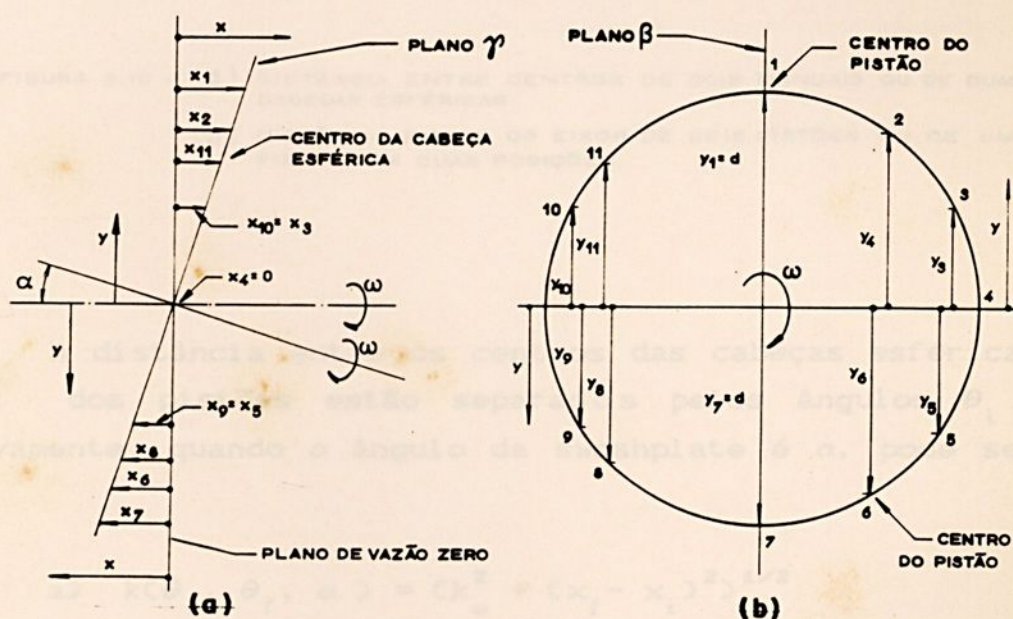


FIGURA 3.9 - (a) VISTA LATERAL DO PLANO γ ; E O PARÂMETRO X.
(b) VISTA FRONTAL DO PLANO β E DO CENTRO DO PISTÃO; E O PARÂMETRO Y.

Por outro lado, analisando a figura 3.10, pode-se escrever:

$$k_o = k_o(\theta_i, \theta_f) = 2 \left[d \sin \frac{\theta_f - \theta_i}{2} \right] \quad (3.19)$$

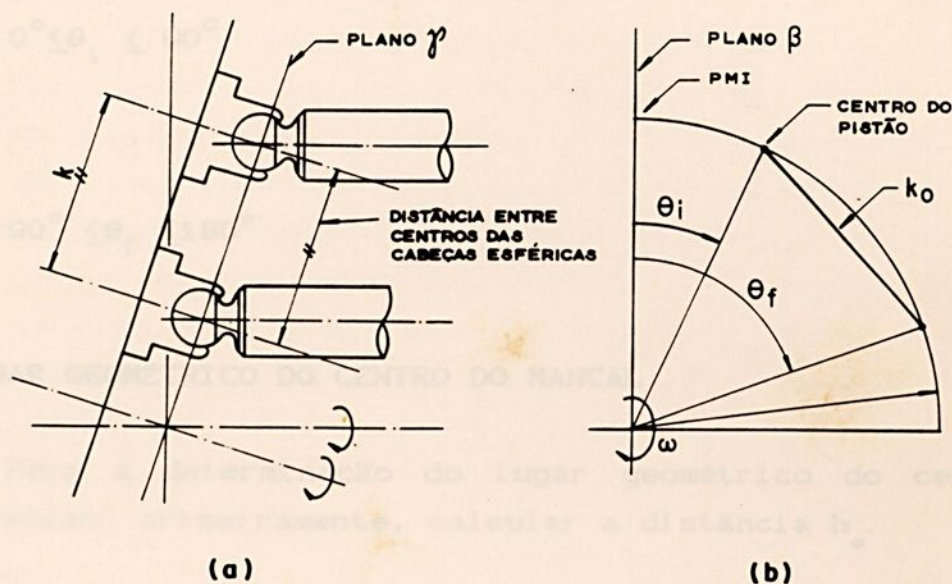


FIGURA 3.10 - (a) DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DE DOIS MANCAIS OU DE DUAS CABEÇAS ESFÉRICAS.
(b) DISTÂNCIA ENTRE OS EIXOS DE DOIS PISTÕES OU DE UM PISTÃO EM DUAS POSIÇÕES.

A distância entre os centros das cabeças esféricas onde os eixos dos pistões estão separados pelos ângulos θ_i e θ_f , respectivamente, quando o ângulo da swashplate é α , pode ser dada por:

$$a) \quad k(\theta_i, \theta_f, \alpha) = (k_o^2 + (x_f - x_i)^2)^{1/2} \quad (3.20)$$

para

$$90^\circ \leq \theta_i, \theta_f \leq 180^\circ$$

ou

$$0^\circ \leq \theta_i, \theta_f \leq 90^\circ$$

b) se as cabeças esféricas estiverem em quadrantes adjacentes a equação torna-se :

$$k(\theta_i, \theta_f, \alpha) = (k_o^2 + (x_f + x_i)^2)^{1/2} \quad (3.21)$$

para

$$0^\circ \leq \theta_i \leq 90^\circ$$

e

para

$$90^\circ \leq \theta_f \leq 180^\circ$$

3.10.2 LUGAR GEOMÉTRICO DO CENTRO DO MANCAL

Para a determinação do lugar geométrico do centro do mancal é preciso, primeiramente, calcular a distância h_e .

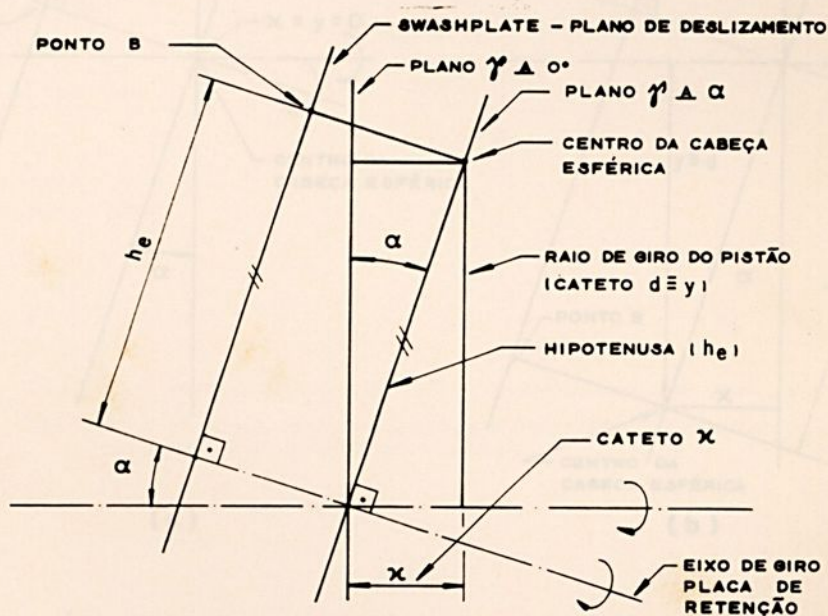


FIGURA 3.11 - PONTO B NO LUGAR GEOMÉTRICO DO CENTRO DOS MANCAIS PARA $\theta = 0$ (NO PLANO β , PISTÃO NO PMI).

Este parâmetro corresponde à distância do centro da cabeça esférica, em uma posição definida, até o eixo de rotação da

placa de retenção no ponto onde este eixo intercepta a linha de centro do eixo de rotação da máquina, como mostrado na figura 3.11, para um ângulo θ definido.

Com se pode observar na figura 3.11 para $\theta = 0$, (ponto morto interno do pistão), tem-se a verdadeira grandeza dos elementos, tais como x , h , d e a distância do centro da cabeça esférica até o plano de deslizamento. Por outro lado, se o centro da cabeça esférica gira em torno do eixo da máquina, seu raio d continua constante e perpendicular ao eixo da máquina mas sua origem se desloca para a esquerda. Ao mesmo tempo x e h diminuem. Deste modo, após um giro de 90° , x é igual a zero e h igual a d (figura 3.12.a). Para os próximos 90 graus, x e h aumentam novamente (figura 3.12.b).

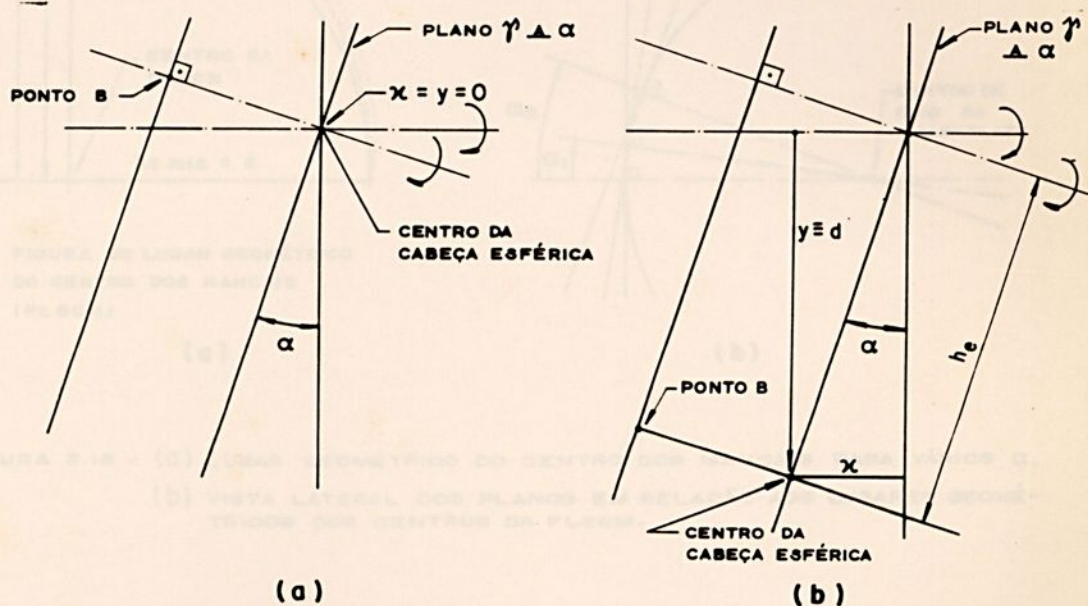


FIGURA 3.12 - (a) PUNTO B 90° APÓS O PMI.

(b) PUNTO B NO PLANO β , PISTÃO NO PME.

Entende-se melhor o movimento da cabeça esférica se se visualizar um triângulo retângulo onde um cateto d é constante e a hipotenusa e o outro cateto variam. O cateto x varia de um valor

máximo à direita do centro de giro da swashplate (figura 3.11) para zero (figura 3.12.a) e continua até um valor máximo à esquerda (figura 3.12.b), e vice-versa. A figura 3.13.b mostra o lugar geométrico dos centros das figuras dos lugares geométricos dos centros dos mancais. Deve-se observar que os centros das figuras também mudam no espaço assim como o eixo de rotação da placa de retenção.

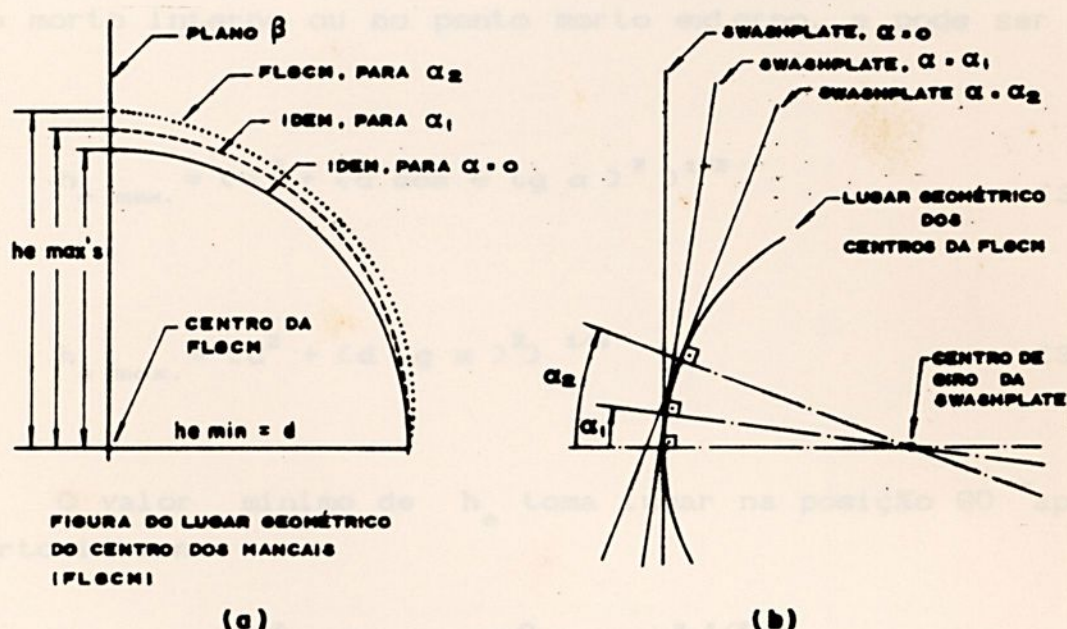


FIGURA 3.13 - (a) LUGAR GEOMÉTRICO DO CENTRO DOS MANCAIS PARA VÁRIOS α .
(b) VISTA LATERAL DOS PLANOS EM RELAÇÃO AOS LUGARES GEOMÉTRICOS DOS CENTROS DA FLECH.

Este eixo, para qualquer valor de α , intercepta o eixo da máquina em um único ponto. Os centros das figuras dos lugares geométricos estão em um arco de circunferência no plano β e o raio deste arco é a distância entre o plano de deslizamento e o centro da cabeça esférica (figura 3.13b). Chama-se este arco de circunferência de o lugar geométrico dos centros das figuras. O centro deste arco

está na intersecção da linha de centro do eixo da máquina com o eixo de rotação da placa de retenção.

Assim pode-se escrever a equação de $h_{\bullet}$, quando d é dado, como segue:

$$h_{\bullet}(\theta, \alpha) = (d^2 + (d \cos \theta \operatorname{tg} \alpha)^2)^{1/2} \quad (3.22)$$

Como mostrado acima, $h_{\bullet}$ tem valores máximo e mínimo. O máximo valor de $h_{\bullet}$, para um ângulo α , é quando o pistão está ou no ponto morto interno ou no ponto morto externo, e pode ser dado por:

$$h_{\bullet \max.} = (d^2 + (d \cos \theta \operatorname{tg} \alpha)^2)^{1/2} \quad (3.23)$$

ou

$$h_{\bullet \max.} = (d^2 + (d \operatorname{tg} \alpha)^2)^{1/2} \quad (3.24)$$

O valor mínimo de $h_{\bullet}$ toma lugar na posição 90° após o ponto morto interno.

$$h_{\bullet \min.} = (d^2 + (d \cos 90^\circ \operatorname{tg} \alpha)^2)^{1/2} \quad (3.25)$$

ou

$$h_{\bullet \min.} = d \quad (3.26)$$

3.10.3 PLACA DE RETENÇÃO

A placa de retenção comumente contém nove furos passantes igualmente espaçados. Dentro destes furos estão os corpos cilíndricos dos mancais dos pistões. Desta forma a placa de retenção gira junto com os mancais em volta do eixo de rotação da placa. Para a determinação do diâmetro dos furos da placa de retenção e da



circunferência do centro dos furos é preciso, primeiramente, conhecer o diâmetro do corpo do mancal d_{sb} e a folga Δt entre o furo da placa e o corpo do mancal do pistão, nas posições [1] (plano β) e [2] (90° após) (ver figura 3.14).

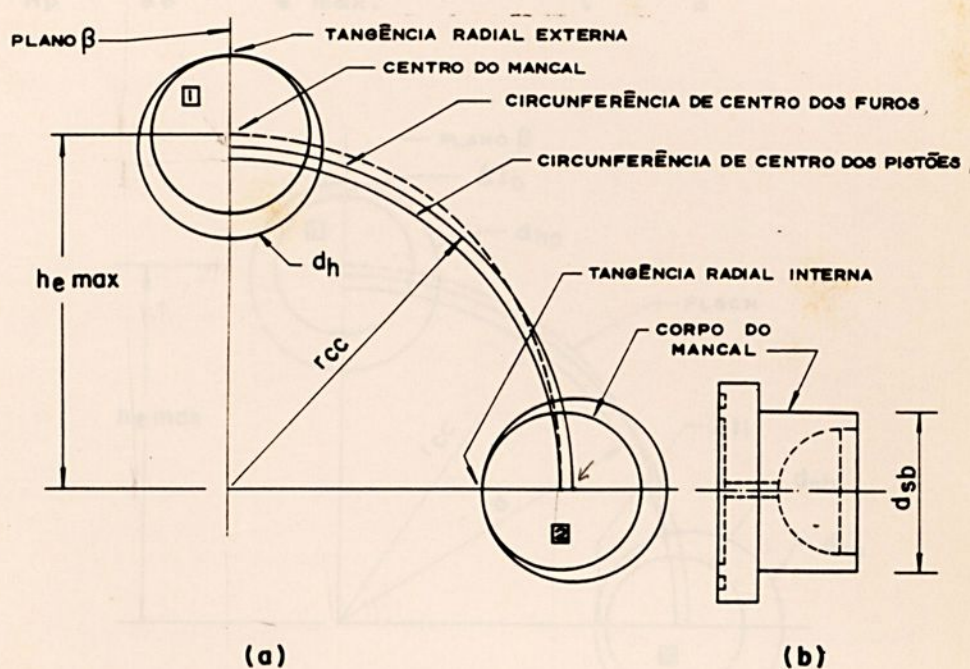


FIGURA 3.14 - (a) TANGÊNCIA INTERNA E EXTERNA DO CORPO DO MANCAL.
(b) VISTA LATERAL SIMPLIFICADA DO MANCAL DO PISTÃO.

Quando se deseja que Δt seja zero nas posições [1] e [2], isto é, que o furo e o corpo cilíndrico se tangenciem o raio da circunferência de centro dos furos r_{cc} é dado por:

$$r_{cc} = \frac{h_{\bullet \min.} + h_{\bullet \max.}}{2} \quad (3.27)$$

E, o diâmetro do furo da placa é dado por:

$$d_h = d_{sb} + (h_{\bullet \max.} - d) \quad (3.28)$$

Por outro lado, se deseja que haja uma folga Δt_o na posição [1] e uma folga Δt_i na posição [2] (figura 3.15), então r_{cc} é dado também pela equação 3.27, mas o diâmetro do furo da placa será dada por:

$$d_{hp} = d_{sb} + (h_{e \max} - d) + \Delta t_i + \Delta t_o \quad (3.29)$$

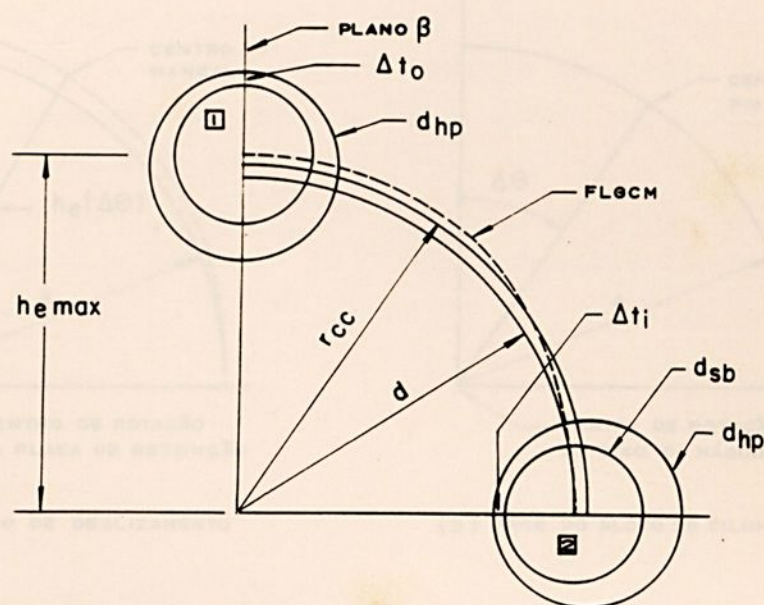


FIGURA 3.15 - FOLGAS ENTRE O CORPO DO MANCAL E OS FUROS DA PLACA DE RETENÇÃO EM [1] E [2].

A condição, tal que o diâmetro do furo da placa de retenção seja mínimo, é quando r_{cc} for dado pela equação 3.27. Se r_{cc} for maior que aquele calculado pela equação 3.27, a área de contato da placa de retenção sobre a base do mancal do pistão diminuirá.

3.11 COMPARAÇÃO DE $\Delta \theta$ COM $\Delta \theta_c$

Para entender melhor e provar que o corpo do pistão

tangencia o furo da placa contornando-a internamente é preciso comparar o deslocamento, ou do eixo do pistão ou do eixo de rotação, com o correspondente deslocamento $\Delta\theta$ do centro do mancal no plano de deslizamento, conforme figura 3.16.

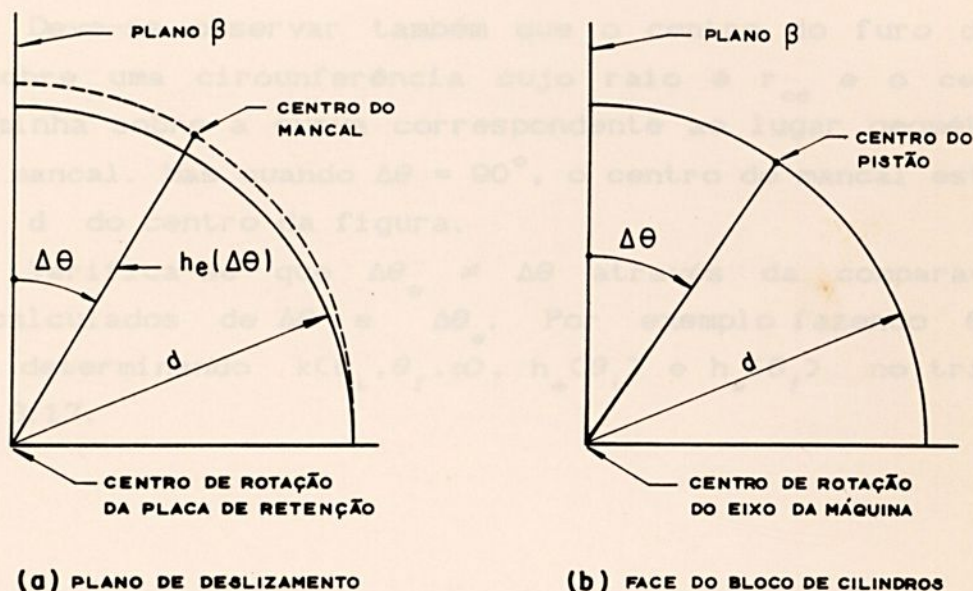


FIGURA 3.16 - PARÂMETROS PARA POSICIONAMENTO DO CENTRO DO MANCAL EM (a) E RESPECTIVO POSICIONAMENTO DO CENTRO DO PISTÃO EM (b).

Como mostrado no capítulo 2, o corpo do mancal tem um movimento relativo ao furo, completando uma volta dentro deste furo para meia volta de giro do eixo.

Desta forma, se $\Delta t_o = \Delta t_i = 0$, o corpo do mancal tangencia o furo na direção radial externa, quando $\Delta\theta = 0$, ou seja, no ponto morto interno (figura 3.16).

Com o movimento do rotor no sentido horário o ponto de tangência se desloca no sentido anti-horário. Para $\Delta\theta = 90^\circ$ o ponto de tangência está na direção radial interna (figura 2.24). Para $\Delta\theta = 180^\circ$ o ponto de tangência retorna à direção radial externa.

Pode-se provar este movimento através do cálculo, para cada $\Delta\theta$, da posição do centro do furo da placa, pois a placa gira sincronizada com o eixo. Calculando-se a posição do centro do mancal do pistão que corresponde a um ângulo $\Delta\theta$, verifica-se que $\Delta\theta_e$ será sempre menor que $\Delta\theta$ na faixa de 0° até quase 90° . Quando $\Delta\theta$ for igual a 90° , $\Delta\theta_e$ também o será. Pode-se fazer uma análise análoga para $\Delta\theta$ variando de 90° até 180° .

Deve-se observar também que o centro do furo da placa caminha sobre uma circunferência cujo raio é r_{cc} e o centro do mancal caminha sobre a curva correspondente ao lugar geométrico do centro do mancal. Mas quando $\Delta\theta = 90^\circ$, o centro do mancal está a uma distância d do centro da figura.

Verifica-se que $\Delta\theta_e \neq \Delta\theta$ através da comparação dos valores calculados de $\Delta\theta$ e $\Delta\theta_e$. Por exemplo fazendo $\theta_i = 0$ e $\theta_f = \Delta\theta$ e determinando $k(\theta_i, \theta_f, \alpha)$, $h_e(\theta_i)$ e $h_e(\theta_f)$ no triângulo da figura 3.17.

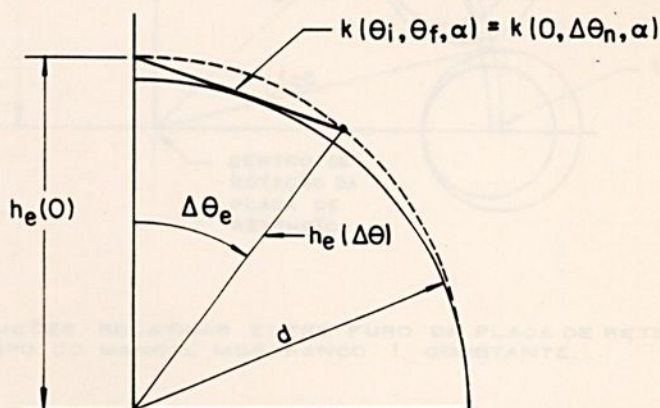


FIGURA 3.17 - PARÂMETROS DA EQUAÇÃO DE $\Delta\theta_e$ NO PLANO DE DESLIZAMENTO.

Pode-se então escrever:



$$k_o(0, \Delta\theta) = k_o(\Delta\theta) = 2 \left(d \sin \frac{\Delta\theta}{2} \right) \quad (3.30)$$

$$k(0, \Delta\theta, \omega) = (k^2(\Delta\theta) + (x(0) - x(\Delta\theta))^2)^{1/2} \quad (3.31)$$

$$h_o(\Delta\theta, \omega) = (d^2 (d \cos(\Delta\theta) \tan \alpha)^2)^{1/2} \quad (3.32)$$

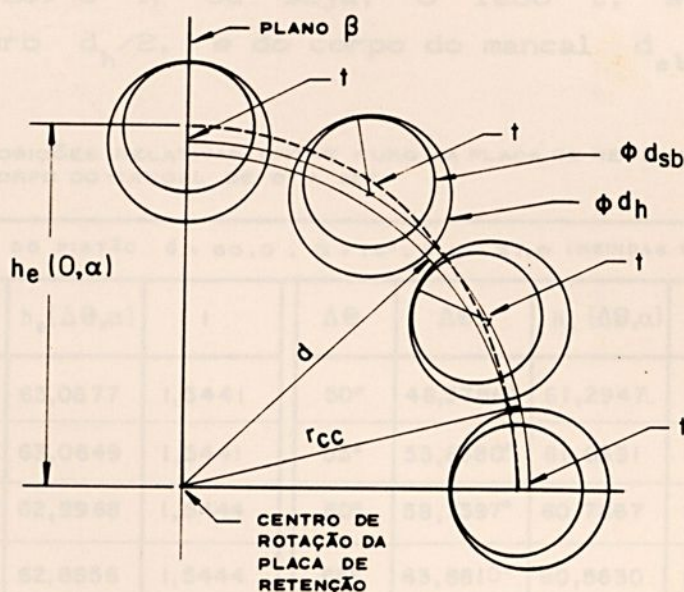


FIGURA 3.18 - POSIÇÕES RELATIVAS ENTRE FURO DA PLACA DE RETENÇÃO E CORPO DO MANCAL MOSTRANDO t CONSTANTE.

O ângulo $\Delta\theta_o$ de giro no plano de deslizamento, correspondente ao ângulo $\Delta\theta$ de giro no eixo da máquina, ou de giro da placa de retenção, podem ser relacionados.

Para determinação da relação entre esses ângulos, calcula-se $\Delta\theta_o$ usando o triângulo formado pelos lados $h_o(0)$, k e $h_o(\Delta\theta)$, ou através da seguinte equação:

3.12 MECANISMO PISTÃO-MANCAL

$$\Delta\theta = \arccos((k^2(C_0, \Delta\theta, \alpha) - h_c^2(C_0) - h_c^2(\Delta\theta)) / (2 h_c(C_0) h_c(\Delta\theta))) \quad (3.33)$$

Pode-se, agora, montar a tabela 3.2 relacionando o deslocamento do centro do furo da placa de retenção com o deslocamento do centro do corpo do mancal do pistão.

A figura 3.18 mostra um ponto para se visualizar o problema, isto é, quando o centro do furo se desloca de $\Delta\theta$ o centro do mancal se desloca de $\Delta\theta_e < \Delta\theta$.

Na figura 3.18 o valor do lado menor do triângulo formado pelos lados r_{cc} , $h_c(\Delta\theta)$ e t , ou seja, o lado t , é a diferença entre os raios do furo $d_h/2$, e do corpo do mancal $d_{sb}/2$.

TABELA 3.2 - POSIÇÕES RELATIVAS ENTRE FURO DA PLACA DE RETENÇÃO E CORPO DO MANCAL DE 0° A 90°

RAIO DE GIRO DO PISTÃO $d = 60,0$; $\alpha = 18^\circ$; $d_{sb} = 27,0$ (MEDIDAS em mm)							
$\Delta\theta$	$\Delta\theta_e$	$h_c(\Delta\theta, \alpha)$	t	$\Delta\theta$	$\Delta\theta_e$	$h_c(\Delta\theta, \alpha)$	t
0°	0,000°	63,0877	1,5441	50°	48,5786°	61,2947	1,5456
5°	4,7562°	63,0649	1,5441	55°	53,6380°	61,0331	1,5445
10°	9,5196°	62,9968	1,5444	60°	58,7397°	60,7867	1,5444
15°	14,2966°	62,8856	1,5444	65°	63,8810°	60,5630	1,5455
20°	19,0936°	62,7344	1,5444	70°	69,0581°	60,3694	1,5442
25°	23,9165°	62,5474	1,5456	75°	74,2654°	60,2118	1,5444
30°	28,7708°	62,3302	1,5456	80°	79,4965°	60,0954	1,5455
35°	33,6611°	62,0889	1,5445	85°	84,7440°	60,0240	1,5445
40°	38,5909°	61,8307	1,5444	90°	90,0000°	60,0000	1,5442
45°	43,5630°	61,5633	1,5444				

Da Tabela 3.2, $\Delta\theta = \Delta\theta_e = 0$ e h_c é máximo. A constância de t , para qualquer posição $\Delta\theta$, implica na tangência entre o furo da placa de retenção e o corpo do mancal.



3.12 MECANISMO PISTÃO-MANCAL

Conforme visto no parágrafo 3.8 as dimensões do pistão ficaram completamente determinadas. No entanto, algumas dimensões do mancal e sua montagem junto com o pistão, precisam ser analisadas.

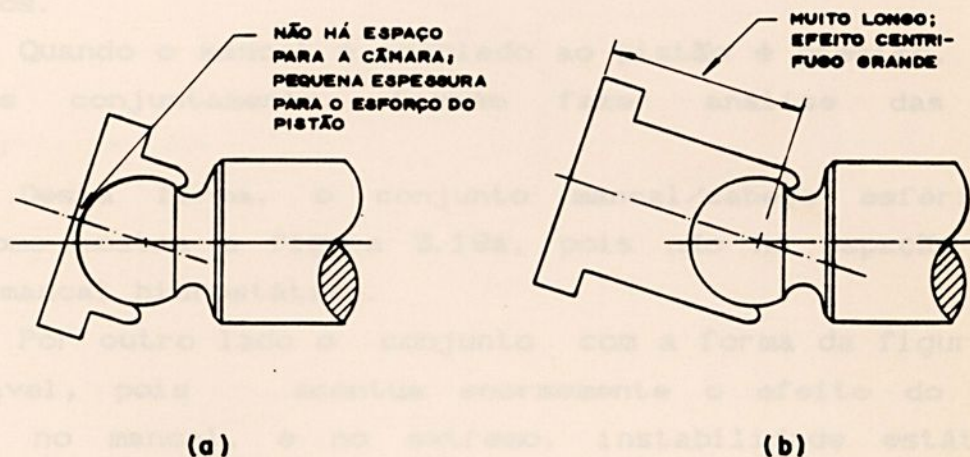


FIGURA 3.18 - CABEÇA ESFÉRICA/MANCAL COM DIMENSÕES RELATIVAS INVIÁVEIS PARA PROJETO, TANTO EM (a) COMO EM (b).

O mancal do pistão, conforme mostrado por Hooke [9], em adição à carga da pressão do fluido atuando no pistão, suporta, nas máquinas de pistão axial swashplate, momentos produzidos pelas forças centrífugas e pelo atrito mancal/cabeça esférica. Estes momentos têm grande influência no desempenho do mancal do pistão, controlando a folga 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. 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/mancal e ao atrito entre o pistão/cilindro. A rotação do bloco de cilindros tende a girar o pistão, que faz com que o mancal gire e se incline. O terceiro momento aparece devido ao atrito na face da base do mancal e pode ser ignorado em relação aos outros dois conforme Hooke [9].

Levando em consideração a importância destes momentos no desempenho das máquinas de pistões axiais swashplate, deve-se combinar este fenômenos com as possibilidades de projeto para minimizá-los.

Quando o mancal é acoplado ao pistão é preciso, além de analisá-los conjuntamente, também fazer análise das partes adjacentes.

Desta forma, o conjunto mancal/cabeça esférica não poder ser como mostra a figura 3.19a, pois não há espaço para a câmara do mancal hidrostático.

Por outro lado o conjunto com a forma da figura 3.19b não é viável, pois acentua enormemente o efeito do momento centrífugo no mancal, e no extremo, instabilidade estática do conjunto pistão/mancal.

TABELA 3.3 - VAZÃO TEÓRICA X ESPESSURAS DA BASE DO MANCAL E DA PLACA DE RETENÇÃO.

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



A Tabela 3.3 foi criada a partir da análise de tensões que ocorrem na placa de retenção e na sapata do mancal do pistão, observando a figura 3.20.

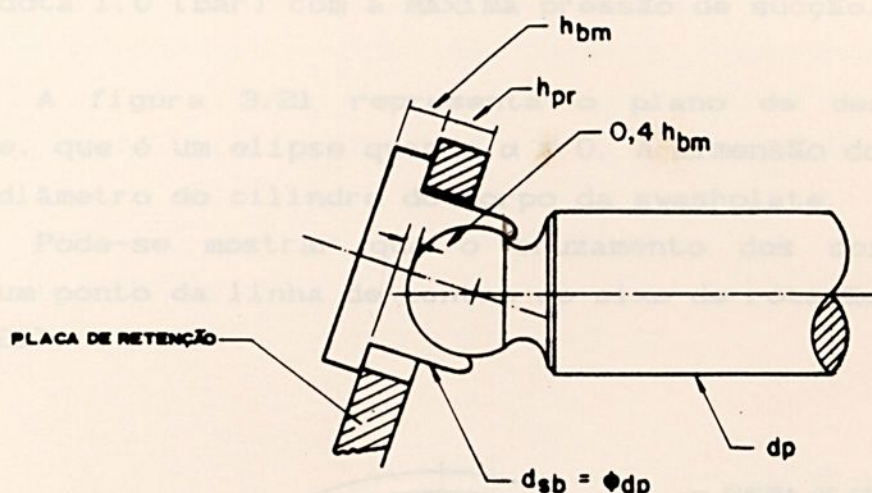


FIGURA 3.20 - PARÂMETROS COMPLEMENTARES PARA MANCAL DO PISTÃO E PLACA DE RETENÇÃO.

3.13 DETERMINAÇÃO DO POSICIONAMENTO DOS FUROS DO CONJUNTO DO MANCAL-SUPORTE DA PLACA DE RETENÇÃO

Conforme mostrado nas figuras anteriores, o conjunto mancal-suporte da placa de retenção está desenhado na posição relativa ao ponto morto interno do pistão. Esta posição é a mais crítica em termos de posicionamento das peças do mancal-suporte.

Do ponto de vista de esforços este conjunto e a placa serão submetidos à tração pelos pistões que estão succionando o fluido. As forças neste caso serão as devido a aceleração das massas dos pistões no ponto morto interno mais a força de pressão de sucção. A força de inércia dos pistões é dada pela equação:

$$F_{ip} = m_p \omega^2 (d \operatorname{tg} \alpha) \cos (\omega t) \quad (3.34)$$

e, a força devido a sucção (pressão) no pistão é dada por:

$$F_{PP} = 5 \times 0,7854 \times (d_p)^2 \times 1,0 \text{ bar} \quad (3.35)$$

onde se adota 1.0 [bar] com a máxima pressão de sucção.

A figura 3.21 representa o plano de deslizamento da swashplate, que é um elipse quando $\alpha \neq 0$. A dimensão do eixo menor é igual ao diâmetro do cilindro do corpo da swashplate.

Pode-se mostrar que o cruzamento dos dois semi-eixos também é um ponto da linha de centro do eixo de rotação. (ponto A na figura 3.21).

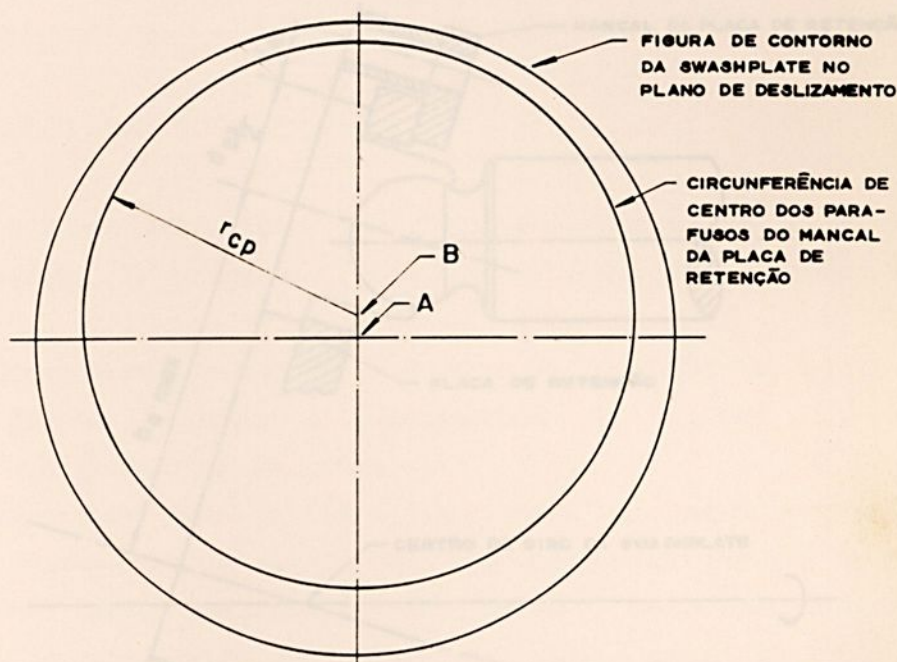


FIGURA 3.21 - CIRCUNFERÊNCIA DE CENTRO DOS PARAFUSOS DO MANCAL / SUPORTE DA PLACA DE RETENÇÃO.

O ponto B, acima do centro dos semi-eixos, corresponde ao centro da circunferência que contém os centros dos parafusos que

prendem o mancal-suporte. Este ponto pertence ao eixo de rotação da placa de retenção.

Para a determinação do raio dessa circunferência de centro, pode-se analisar o desenho da figura 3.22.

A elipse pode ser descrita do mesmo modo utilizado para descrever o local dos centros dos mancais. Fazendo-se o raio da parte cilíndrica da swashplate, r_{sw} , corresponder a d e α igual a 18° , a equação 3.22 torna-se, para $\theta = 0$ (plano β), da seguinte forma:

$$h_{sw}(\theta, \alpha) = (r_{sw}^2 + (r_{sw} \cos \theta \operatorname{tg} \alpha)^2)^{1/2} \quad (3.36)$$

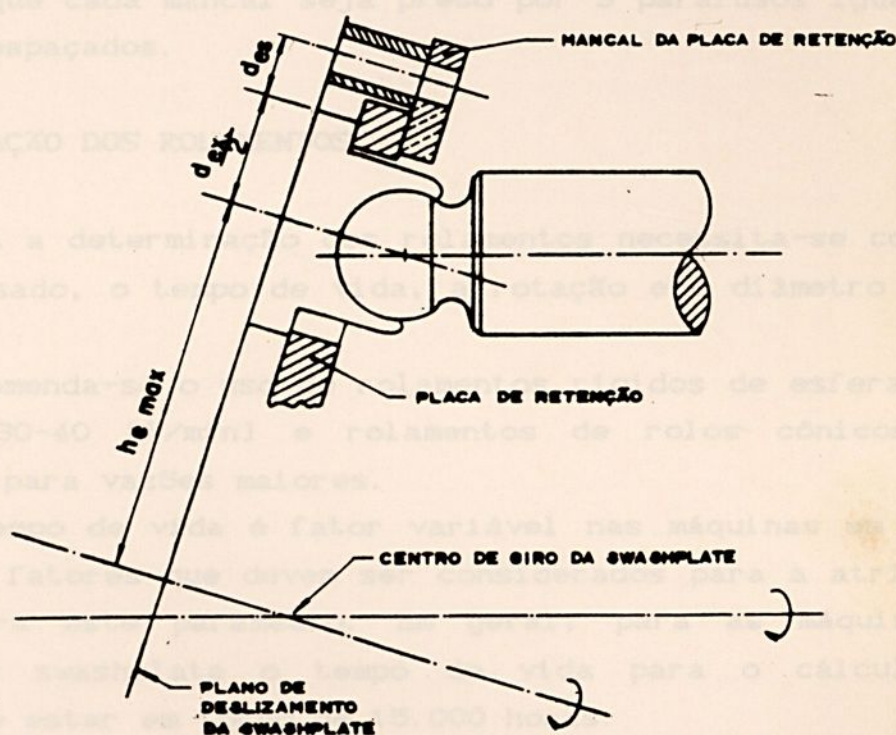


FIGURA 3.22 - POSIÇÕES RELATIVAS DOS PARÂMETROS PARA DETERMINAÇÃO DE R_{cp} .

A cota $h_{sw \max}$ pode ser obtida da equação 3.24; a cota

$d_{ex}/2$ corresponde a metade do diâmetro externo da base do mancal (equação 3.6) e a cota d_{ex} é medida em desenho auxiliar. Portanto o raio da circunferência de centro dos parafusos r_{cp} é dado por:

$$r_{cp} = h_{max.} + \frac{d_{ex}}{2} + d_{ex} \quad (3.37)$$

Sugere-se:

- a) usar 4 mancais suportes, um em cada quadrante;
- b) que os centros desses mancais estejam no centro do quadrante, sobre a circunferência de centro dos mancais;
- c) que cada mancal seja preso por 3 parafusos igualmente espaçados.

3.14 DETERMINAÇÃO DOS ROLAMENTOS

Para a determinação dos rolamentos necessita-se conhecer o tipo a ser usado, o tempo de vida, a rotação e o diâmetro mínimo do eixo.

Recomenda-se o uso de rolamentos rígidos de esferas para máquinas até 30-40 [l/min] e rolamentos de rolos cônicos, com montagem em X, para vazões maiores.

O tempo de vida é fator variável nas máquinas em geral. Existem vários fatores que devem ser considerados para a atribuição de valores para este parâmetro. Em geral, para as máquinas de pistões axiais swashplate o tempo de vida para o cálculo dos rolamentos deve estar em torno de 15.000 horas.

O diâmetro mínimo do eixo de acionamento é avaliado, levando-se em conta os esforços devido a:

- a) carga concentrada devido as forças que transmitem o torque ao eixo. Essa carga é aplicada na linha de centro do eixo de giro da swashplate. O valor desta força concentrada é dado por:



$$F_{co} = 5(0,7854 \ d_p^2 \cdot p \cdot \tan \alpha) \quad (3.38)$$

Na equação 3.38 o número 5 corresponde ao número máximo de pistões sob pressão, d_p ao diâmetro do pistão, p à pressão nominal da máquina e α ao ângulo da swashplate.

b) Torque de acionamento, dado pela equação 3.15.

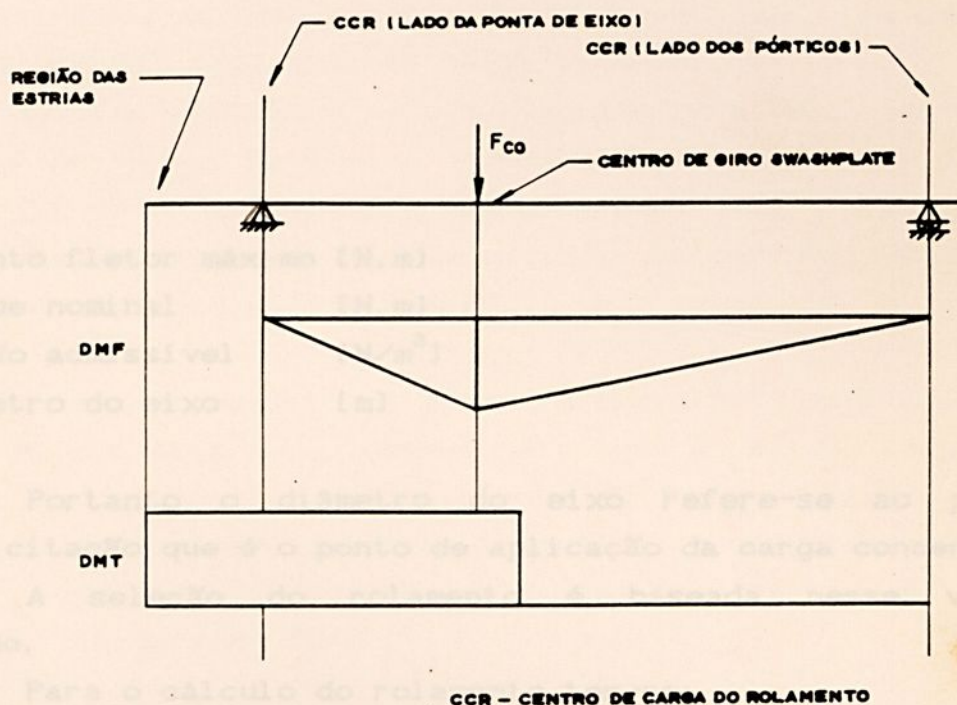


FIGURA 3.23 - DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETOR E TORÇOR PARA O EIXO.

Para efeitos práticos, este torque é aplicado do ponto onde é aplicada a força concentrada atuando até a ponta do eixo de acoplamento (figura 3.23).

O diagrama de momentos, é aproximado de acordo com a figura 3.23.

Para estimativa do diâmetro do eixo com vistas à seleção do rolamento, estes esforços combinados nos fornecerão, através da equação 3.39, o diâmetro mínimo D_o do eixo

$$D_o = \left[\frac{32}{\pi \sigma_n} (M_F^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (3.39)$$

onde

M_F - momento fletor máximo [N.m]

T - torque nominal [N.m]

σ_n - tensão admissível [N/m²]

D_o - diâmetro do eixo [m]

Portanto o diâmetro do eixo refere-se ao ponto de maior solicitação que é o ponto de aplicação da carga concentrada.

A seleção do rolamento é baseada nesse valor de D_o calculado.

Para o cálculo do rolamento tem-se:

dados {

- Força radial (F_{RA} e F_{RB})
- Rotação - 1.800 rpm
- Tempo de vida - 15.000 horas

A força radial é aquela calculada para determinar o momento fletor. A rpm estabelecida é de 1.800. O tempo de vida para este tipo de máquina deve estar em torno de 15.000 h, valor estabelecido levando-se em conta informações obtidas junto às firmas de manutenção.



Conforme salientado, para vazões de 30-40 [l/min], deve-se usar rolamentos rígidos de esferas de série mais pesada (6400); para vazões maiores, deve-se usar rolamentos de rolos cônicos de série 32.300, com montagem em X.

3.15 DETERMINAÇÃO DOS FUROS OBLONGOS DO TAMBOR

O furo do tambor, seção por onde é admitido ou expulso o fluido do cilindro, tem uma forma oblonga. Os seus centros estão na circunferência que contém o centro dos pistões, apesar de existir furos distribuídos em uma circunferência menor que a do centro dos pistões mas que não será tratada neste trabalho.

A forma oblonga é a mais adequada para estes furos, pois, na passagem da baixa para alta pressão, cada furo terá um tempo maior para que esse fenômeno ocorra, evitando, desta forma, choques.

Para o traçado e determinação da seção desses furos, pode-se seguir as seguintes etapas:

- a) traçar um arco de circunferência pelo centro do furo.
- b) delimitar um espaço para que a borda longitudinal do furo não seja maior que o furo do cilindro.
- c) determinar, de forma iterativa, o comprimento do arco do furo, de acordo com a área necessária, assim como a largura do furo.

A determinação da área pode ser feita calculando-se primeiramente, a vazão média Q_{mc} do fluido através do furo. Isto pode ser feito dividindo a vazão de deslocamento da bomba pelo número de pistões. Em seguida, utilizando uma velocidade média V_m em torno de (2,3 a 2,6) [m/s] no furo, e a equação da continuidade, obtém-se:

$$A_{fo} = \frac{Q_{mc}}{V_m} \quad (3.40)$$

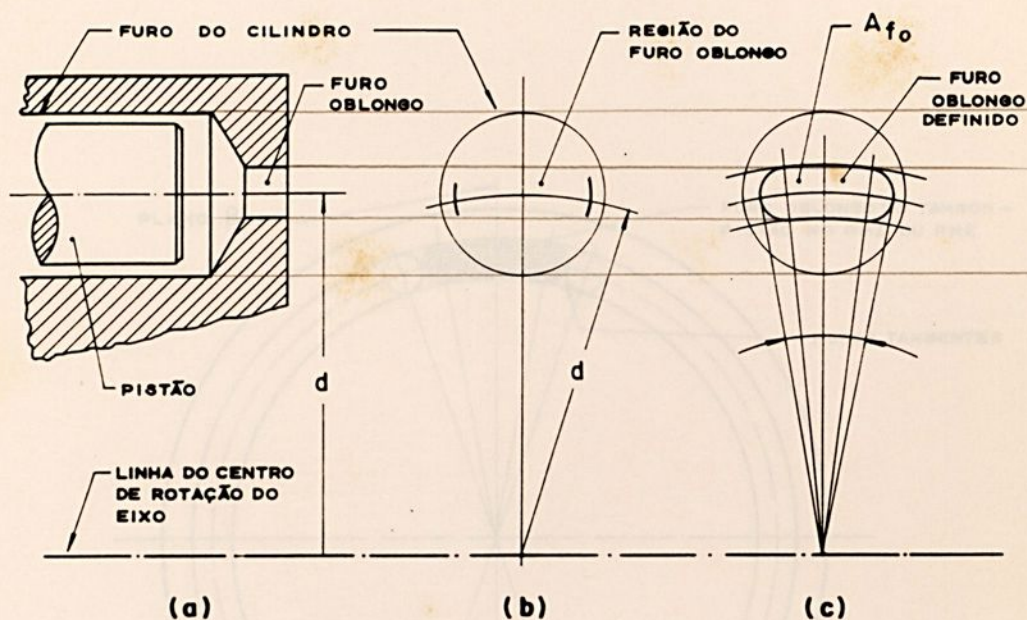


FIGURA 3.24 - FURO OBLONGO DO TAMBOR
(a) CORTE LONGITUDINAL;
(b) EM ANÁLISE;
(c) FORMA DEFINITIVA.

3.16 DETERMINAÇÃO DOS PÓRTICOS DE ENTRADA E SAÍDA DA PLACA DE VÁLVULAS

A placa de válvulas deve ter dois rasgos com larguras iguais a àquela do furo oblongo do rotor. Estes rasgos devem obrigatoriamente ser menores que 180° , pois eles são independentes, isto é, um é o pórtico de entrada e o outro é o de saída. É necessário instalar estes pórticos de tal forma que a transição dos furos do cilindro entre estes pórticos ocorra nos pontos mortos do pistão. A figura 3.25 ilustra estes pontos.

Os pórticos terminam na direção circunferencial em um

arco de circunferência, correspondendo à forma da fresa de topo utilizada para sua usinagem.

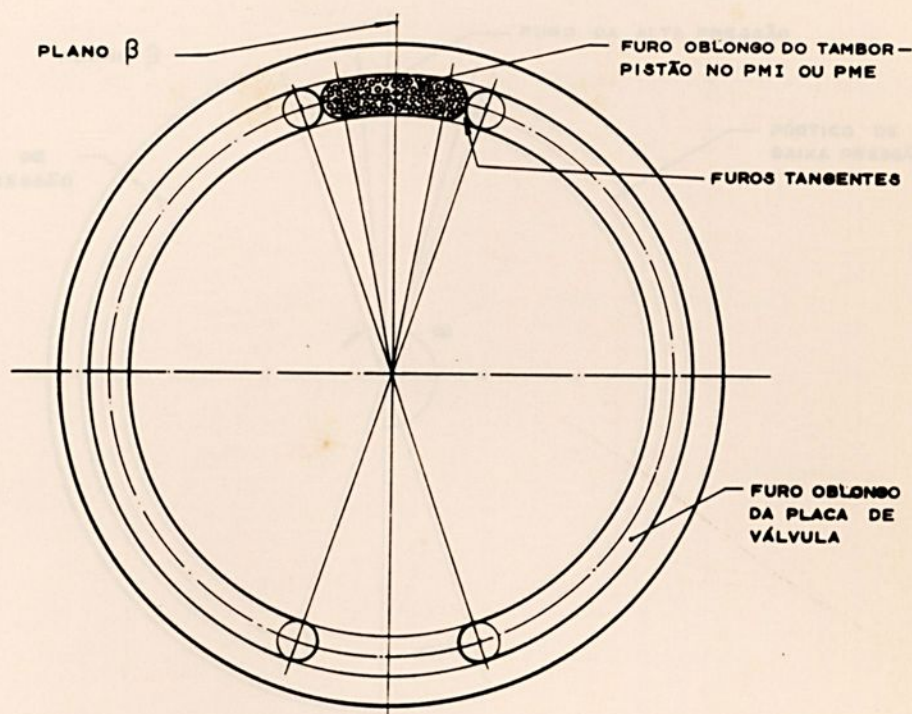


FIGURA 3.25 - POSIÇÃO RELATIVA ENTRE FURO DO TAMBOR E DA PLACA DE VÁLVULAS.

A forma do rasgo de transição acarreta a passagem da região de baixa pressão para a de alta pressão de forma brusca. É conveniente que essa passagem seja feita gradativamente, o que pode ser conseguido com a usinagem de um furo de diâmetro pequeno ligando os 2 pórticos, conforme mostrado na figura 3.26.

Outro artifício para reduzir a passagem brusca é a usinagem de um rasgo triangular, com a profundidade aumentada

gradativamente na região ente os dois pórticos, conforme mostrado na fig. 3.27.

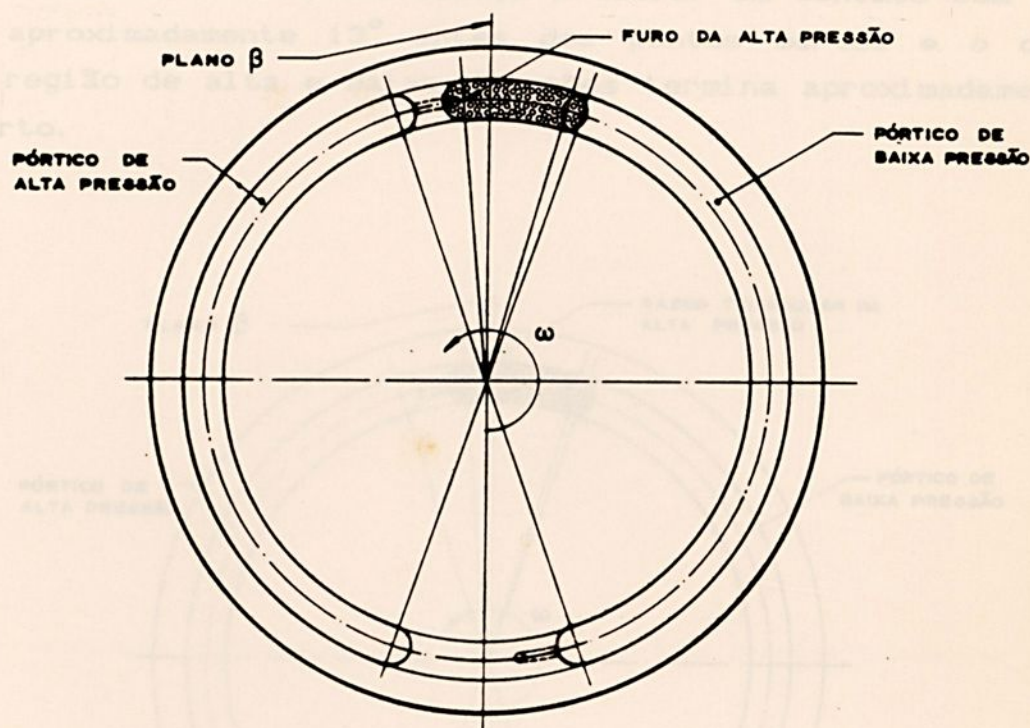


FIGURA 3.26 - FURO EM CONTATO COM A ALTA PRESSÃO PARA MELHORAR A TRANSIÇÃO ENTRE OS PÓRTICOS.

Pode-se esta região levando-se em consideração as informações dadas por Thoma [26] e algumas conclusões deste trabalho.

Desta forma pode-se:

- a) traçar os dois pórticos terminando em forma de arcos de circunferência e tangenciado o furo oblongo do tambor.

b) a partir do lado de alta pressão traçar o canal triangular (que pode ser obtido por uma fresa biangular) de tal forma que o arco seja aproximadamente 13° , conforme figura 3.28.

Assim, o cilindro começa a entrar em contato com a alta pressão aproximadamente 13° antes dos pontos mortos e o contato entre a região de alta e baixa pressões termina aproximadamente no ponto morto.

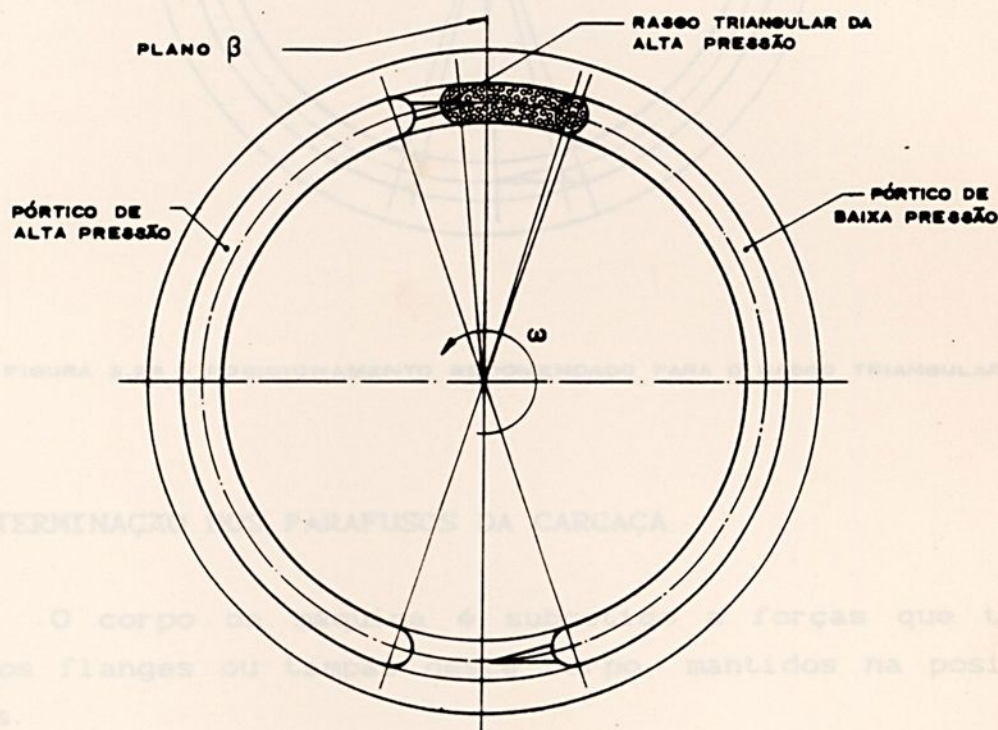


FIGURA 3.27 - RASGO TRIANGULAR EM CONTATO COM A ALTA PRESSÃO PARA MELHORAR A TRANSIÇÃO ENTRE OS PÓRTICOS.

É aconselhável, para cada projeto, seja determinado o ângulo mais adequado, por volta de 13° , para operação mais suave da máquina.

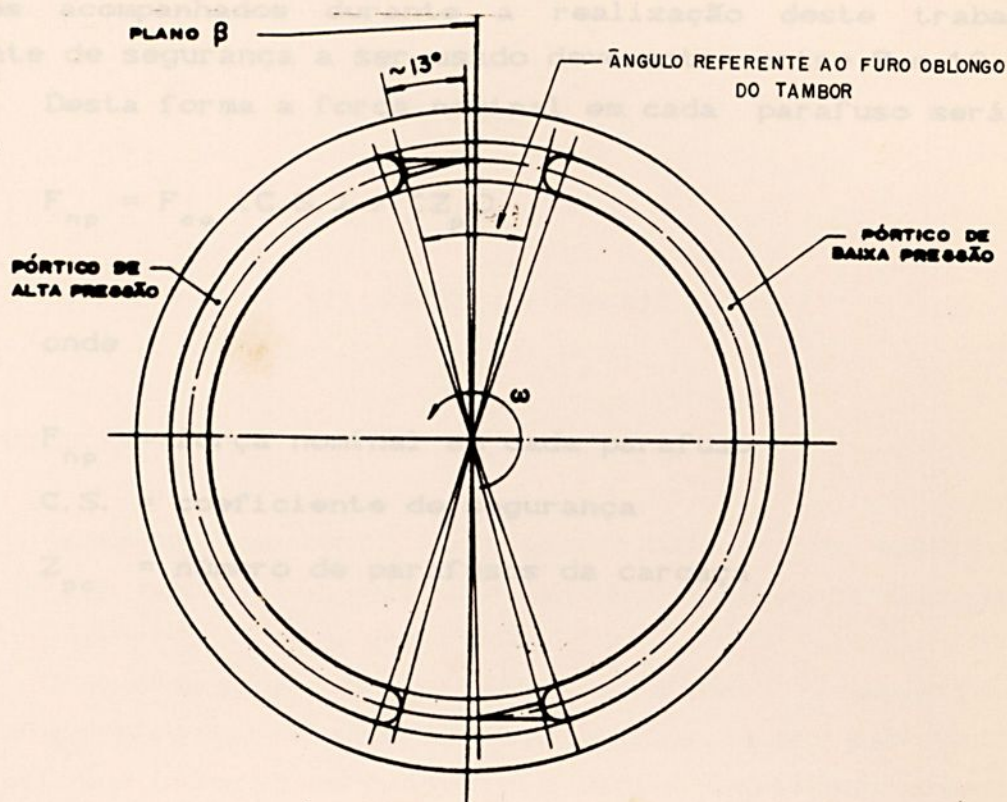


FIGURA 3.28 - POSICIONAMENTO RECOMENDADO PARA O RASGO TRIANGULAR.

3.17. DETERMINAÇÃO DOS PARAFUSOS DA CARÇAÇA

O corpo da máquina é submetido a forças que tendem a separar os flanges ou tampas deste corpo, mantidos na posição por parafusos.

Tais forças são provenientes da pressão que atua nos pistões e podem ser calculadas por

$$F_{ca} = 5 (0,7854 d_p^2) p \quad (3.41)$$

onde o fator 5 se refere ao número de pistões sob pressão.

Conforme sugerido por Juvinall [18] e analisando o comportamento destas máquinas através de informações de fabricantes

e ensaios acompanhados durante a realização deste trabalho, o coeficiente de segurança a ser usado deve estar entre 8 e 10.

Desta forma a força nominal em cada parafuso será:

$$F_{np} = F_{ca} (C.S.) / (Z_{pc}) \quad (3.42)$$

onde

F_{np} = força nominal em cada parafuso

C.S. = coeficiente de segurança

Z_{pc} = número de parafusos da carcaça

CAPÍTULO 4

APLICAÇÃO DO MÉTODO

4.1. INTRODUÇÃO

Apresenta-se neste capítulo, usando dois exemplos, uma sequência a ser seguida na determinação dos parâmetros principais da máquina.

Conhecimentos de projeto mecânico necessários para seleção de parafusos, retentores, rolamentos, etc, são tidos como pré-requisitos e caberão ao projetista defini-los adequadamente.

É importante ressaltar que, muitas vezes, é possível simplificar um projeto utilizando anel elástico ao invés de alguns parafusos para fixação de algum componente. Essa decisão traz como resultado um projeto mais nobre e com tecnologia mais avançada. Analogamente, um anel de vedação ("O" ring) substitui junta de papel velomoldado mais eficientemente no que se refere a vedação, bem como um parafuso de cabeça sextavada y na substitui o de cabeça sextavada externa permitindo projeto mais compacto além de resultar numa peça de visual mais atraente, transparecendo de novo, mais nobreza e tecnologia.

Existe também determinados elementos em uma máquina, como parafusos, rolamentos, etc que são padronizados, mas não encontramos em prateleiras. É preciso que, dentre esses elementos padronizados sejam escolhidos os disponíveis facilmente no mercado, indicando a necessidade de "padronização dos padrões".

Em geral existem dentre os elementos padronizados aqueles que são de uso mais freqüente e alguns que praticamente nunca foram usados. Como exemplo, poderíamos citar as pontas de eixo das bombas e motores com estes tipos de estrias mais usadas. Deve-se no



instante de sua determinação, atentar para aquelas que são mais comuns de acordo com a capacidade da máquina. Isto fará com que numa possível substituição de equipamentos existentes este fator seja levado também em conta. Há fabricantes que seguem as normas do Sistema Internacional, outros que seguem o sistema Inglês, etc.

Ainda com relação à padronização, deve-se analisar com mais cuidado a escolha dos flanges de acoplamentos. Tais elementos, juntos com as pontas de eixo estriadas, são fatores que pesam bastante na hora da substituição de um equipamento.

Outro ponto que deve ser objeto de preocupação ao se decidir pelo tipo a ser usado, são os furos de entrada e saída do fluido, onde pode haver roscas ou flanges bipartidos. Tais pontos, além de mudarem o visual da máquina, são fundamentais no acoplamento entre dutos ou mangueiras com a bomba ou o motor.

O projetista deverá, então, além dos conhecimentos para a determinação dos elementos principais da máquina ter conhecimento e experiência suficientes para saber unir convenientemente todos estes e outros elementos.

4.2. DADOS DO PROJETO

São feitas a determinação dos parâmetros principais de duas bombas e a comparação com duas máquinas equivalentes existentes no mercado internacional: Desconhecem-se fabricantes com projeto nacional.

a) Bomba tipo swashplate para fluido oleohidráulico.

b) Vazão de placa - $2,0 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{s]} = 120 \text{ [l/min]}$

e

- $6,0 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{s]} = 360 \text{ [l/min]}$

c) Rotação - 1800 [rpm]

d) Pressão nominal - 35,0 [MPa] = 350 [bar]



4.3. SEQUÊNCIA PARA A DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS PRINCIPAIS DA MÁQUINA

4.3.1 Determinação do raio de giro do pistão

Da figura 3.1, entrando com a vazão em litros por minuto [l/min] retira-se o valor de d em milímetro [mm]

para bomba - 125 [l/min] - $d = 42,5$ [mm]

para bomba - 360 [l/min] - $d = 60,5$ [mm]

4.3.2 Determinação do ângulo máximo da swashplate (α), número de pistões (Z) e rpm nominal

Dos parágrafos 3.2, 3.3 e 3.4 tem-se respectivamente:

$\alpha = 18^\circ$

$Z = 9$

rpm = 1800

4.3.3 Determinação do diâmetro do pistão d_p

Da equação 3.1, tem-se:

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

Substituindo valores obtém-se:

para bomba - 125 [l/min] - $d_p = 18,86$ [mm]

para bomba - 360 [l/min] - $d_p = 26,82$ [mm]



4.3.4 Determinação das dimensões da base do mancal do pistão

Da equação 3.3, 3.5a e 3.5b com $\beta = 0,94$ tem-se:

$$\frac{r_i}{r_o} = 0,83$$

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

$$r_i = (r_i/r_o) r_o$$

Substituindo os valores obtém-se:

$$\begin{aligned} \text{para bomba - 120 [l/min]} - r_i &= 8,51 \text{ [mm]} \\ r_o &= 10,26 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{para bomba - 360 [l/min]} - r_i &= 12,11 \text{ [mm]} \\ r_o &= 14,59 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

4.3.5 Determinação do diâmetro (d_{ex}) da base do mancal do pistão

Da equação 3.6, tem-se:

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

Substituindo os valores obtém-se:

$$\text{para bomba - 120 [l/min]} - d_{ex} = 25,65 \text{ [mm]}$$

$$\text{para bomba - 360 [l/min]} - d_{ex} = 36,47 \text{ [mm]}$$



4.3.6 Determinação do parâmetro M

Da equação 3.7, tem-se:

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

Substituindo valores obtém-se:

$$\text{para bomba - 120 [l/min]} - M = 3,42 \text{ [mm]}$$

$$\text{para bomba - 360 [l/min]} - M = 4,9 \text{ [mm]}$$

Analisando os valores de M conclui-se que eles estão dentro da faixa sugerida na equação 3.7.

4.3.7 Determinação das dimensões da cabeça esférica

Das equações 3.8, 3.9 e 3.10 tem-se:

$$\frac{d_p}{d_{ep}} = 1,27, \quad \frac{d_p}{d_n} = 1,8 \text{ e } r_{co} = (0,09 \text{ a } 0,11) d_p$$

Substituindo valores obtém-se:

$$\text{para bomba - 120 [l/min]} - d_{ep} = 14,85 \text{ [mm]}$$

$$d_n = 10,47 \text{ [mm]}$$

$$r_{co} = 2,07 \text{ [mm]}$$

$$\text{para bomba - 360 [l/min]} - d_{ep} = 21,12 \text{ [mm]}$$

$$d_n = 14,90 \text{ [mm]}$$

$$r_{co} = 2,68 \text{ [mm]}$$

a@000



4.3.8 Determinação de parâmetros complementares do mecanismo mancal/pistão

Com as informações obtidas até o parágrafo 4.3.7 e usando ainda as informações da figura 3.6, da tabela 3.3 e da figura 3.20 pode-se determinar h_{bm} , h_{pr} e d_{sb} .

$$\text{para bomba - 120 [l/min]} - h_{bm} = 4,50 \text{ [mm]}$$

$$h_{pr} = 5,50 \text{ [mm]}$$

$$d_{sb} = 18,86 \text{ [mm]}$$

$$\text{para bomba - 360 [l/min]} - h_{bm} = 7,00 \text{ [mm]}$$

$$h_{pr} = 8,00 \text{ [mm]}$$

$$d_{sb} = 26,82 \text{ [mm]}$$

4.3.9 Comentário - Comparação

Com os valores obtidos pode-se, através da tabela 4.1, comparar os parâmetros da bomba - 120 [l/min] com os mesmos parâmetros de uma bomba equivalente de um fabricante internacional [1]. Pode-se considerar esta bomba como aquela pertencendo à faixa de vazão média para pequena. Por outro lado, pode-se através da mesma tabela 4.1 comparar os parâmetros da bomba - 360 [l/min] com o de uma bomba de um outro fabricante internacional [2]. Considera-se esta bomba pertencendo à faixa de vazão grande.



TABELA 4.1 - COMPARAÇÃO DOS PARÂMETROS OBTIDOS, PELO MÉTODO PROPOSTO COM OS PARÂMETROS DOS FABRICANTES.

BOMBA - 125 [l/min] ☐ SUNDSTRAND MODELO 21			BOMBA - 360 [l/min] ☑ LINDE MODELO 200		
PARÂMETROS	MÉTODO PROPOSTO [mm]	FABRICANTE ☐ [mm]	PARÂMETROS	MÉTODO PROPOSTO [mm]	FABRICANTE ☑ [mm]
d	42,50	41,99	d	60,50	59,73
d _p	18,86	19,02	d _p	26,82	27,00
r _i	8,51	8,55	r _i	12,11	12,05
r _o	10,26	10,59	r _o	14,59	14,25
d _{ex}	25,65	25,40	d _{ex}	36,47	37,00
d _{sp}	14,85	14,27	d _{sp}	21,12	21,00
d _{sb}	18,86	19,05	d _{sb}	26,82	27,00

4.3.10 DETERMINAÇÃO DO TORQUE

Da equação 3.15 tem-se

$$T = 2,261 \, d \, dp^2 \, \operatorname{tg} \alpha \, p$$

Substituindo valores obtem-se:

para bomba - 125 [l/min] - $T = 388,7$ [N.m]

para bomba - 360 [l/min] - $T = 1118,9$ [N.m]



4.3.11 Determinação do momento fletor máximo do eixo

Com os valores numéricos obtidos até o parágrafo 4.3.8, o projetista poderá obter um desenho em escala 1:1, que possibilitará a obtenção de outros parâmetros para a continuação dos cálculos. Os parâmetros a e b , na figura 3.23 são respectivamente, a distância da carga F_{co} até o centro de carga do rolamento do lado da estria e a distância da carga F_{co} até o centro de carga do rolamento oposto.

Desta forma obtém-se do desenho os seguintes valores de a e b :

para bomba - 125 [l/min] - $a = 62,00$ [mm]
 $b = 120,00$ [mm]

para bomba - 360 [l/min] - $a = 88,00$ [mm]
 $b = 170,00$ [mm]

Da equação 3.38 tem-se o valor da carga F_{co} sobre o eixo dado por:

$$F_{co} = 5 (0,7854 dp^2) p \operatorname{tg} \alpha$$

Substituindo valores obtemos:

para bomba - 125 [l/min] - $F_{co} = 15.884,0$ [N]

para bomba - 360 [l/min] - $F_{co} = 32.121,5$ [N]

De conceitos dos materiais, o momento fletor máximo M_F será:

para bomba - 125 [l/min] - $M_F = 849,18$ [N.m]

para bomba - 360 [l/min] - $M_F = 1862,58$ [N.m]



4.3.12 Determinação do diâmetro do eixo no ponto de solicitação (torque + momento fletor máximo)

Da equação 3.39, tem-se:

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

Utilizando aço SAE 4140, considerando as concentrações de tensão e coeficiente de segurança, faz-se $\sigma_n = 120,0$ [MPa].

Substituindo, os valores obtêm-se:

para bomba - 125 [l/min] - $De = 40,04$ [mm]

para bomba - 360 [l/min] - $De = 56,92$ [mm]

4.3.13 Determinação dos rolamentos

Utilizando o valor calculado de F_{co} na equação 3.38, determina-se as cargas radiais nos dois rolamentos (lado da ponta estriada do eixo e lado dos pórticos). Utiliza-se apenas a força radial para cálculo dos rolamentos porque para este tipo de máquina a relação entre a força axial e a força radial será sempre igual a um número menor de que a constante "e" do rolamento, fazendo com que a carga radial do rolamento seja igual a sua carga dinâmica equivalente.

Portanto, com o valor de D_o e da capacidade de carga dinâmica do rolamento, escrito no sistema numérico, obtém-se:

para bomba - 125 [l/min] - lado da ponta eixo estriado
rolamento n.º 32.308

lado dos pórticos
rolamento n.º 32.305



para bomba - 360 [l/min] - lado da ponta eixo estriado
rolamento n.º 32.312

lado dos pórticos
rolamento n.º 32.308

4.3.14 Determinação do flange

Com os valores dos parâmetros obtidos até o parágrafo anterior pode-se escolher o flange da máquina para ligação com a outra máquina, como por exemplo, um motor diesel ou elétrico.

Este flange pode ser escolhido um auxílio no apêndice A, da norma SAE ou DIN, levando em conta o mercado de utilização.

Desta forma escolhemos:

para bomba - 125 [l/min] - flange SAE - C - (4 parafusos)

para bomba - 360 [l/min] - flange SAE - E -

4.3.15 Determinação da ponta de eixo estriada

A ponta de eixo deve ter diâmetro externo menor que o diâmetro interno do rolamento pois será introduzido no eixo pelo lado da estria.

Dentre as estrias padronizadas no Apêndice B, relacionaria as que são mais utilizadas neste tipo de máquina.

Com estas informações e através de uma análise de resistência pode-se escolher:

para bomba - 125 [l/min] - 14 dentes, 13/24 ou 21 dentes,
16/32

para bomba - 360 [l/min] - 13 dentes, 8/16 ou 27 dentes,
16/32



4.3.15 É de se esperar que não haja uma ponta de eixo estriada e normalizada para cada máquina, isto é, haverá uma faixa de vazão que poderá utilizar o mesmo número de dentes e o mesmo pitch fillet ou o mesmo módulo.

4.3.16 Determinação dos furos oblongos do tambor

Da equação 3.40, seguindo as orientações do parágrafo 3.15 e substituindo valores obtemos:

$$\text{para bomba - 125 [l/min]} - A_{fo} = 92,50 [\text{mm}^2]$$

$$\text{para bomba - 360 [l/min]} - A_{fo} = 266,65 [\text{mm}^2]$$

Com o auxílio da figura 3.24 pode-se, então, traçar o furo oblongo.

4.3.17 Determinação dos pórticos de entrada e saída

Com o traçado do furo oblongo do tambor seguindo a orientação da figura 3.25, traça-se, aproximadamente, os pórticos de entrada e saída de acordo com o sentido de rotação do eixo. Neste traçado preliminar os pórticos da placa de válvulas tangenciam o furo do tambor na figura, como regra a ser seguida neste método.

Finalmente observando-se a limitação de 13° indicado na figura 3.28 pode-se traçar o rasgo triangular. A sua profundidade e largura junto do pórtico poderá ser otimizada durante o ensaio do protótipo.



4.3.18 Determinação dos parâmetros da placa de retenção dos mancais dos pistões

De acordo com a figura 3.15 estabelece-se $\Delta t_i = 0,5$ [mm] e $\Delta t_o = 0,5$ [mm].

Da equação 3.24 e 3.26, tem-se respectivamente:

$$h_{\bullet \max} = (d^2 + (d \operatorname{tg} \alpha)^2)^{1/2}$$

$$h_{\bullet \min} = d$$

Substituindo valores obtém-se:

$$\text{para bomba - 125 [l/min]} - h_{\bullet \max} = 44,68 \text{ [mm]}$$

$$h_{\bullet \min} = 42,50 \text{ [mm]}$$

$$\text{para bomba - 360 [l/min]} - h_{\bullet \max} = 63,61 \text{ [mm]}$$

$$h_{\bullet \min} = 60,50 \text{ [mm]}$$

De acordo com a figura 3.20 tem-se:

$$\text{para bomba - 125 [l/min]} - d_{\bullet b} = 18,86 \text{ [mm]}$$

$$\text{para bomba - 360 [l/min]} - d_{\bullet b} = 26,82 \text{ [mm]}$$

Da equação 3.29 tem-se:

$$d_{hp} = d_{\bullet b} + (h_{\bullet \max} - d) + \Delta t_i + \Delta t_o$$

Substituindo valores obtém-se o diâmetro do furo da placa de retenção com os seguintes valores para as duas bombas:

$$\text{para bomba - 125 [l/min]} - d_{hp} = 22,04 \text{ [mm]}$$



para bomba - 360 [l/min] - $d_{hp} = 30,93$ [mm]

E, de acordo com a equação 3.27 tem-se o raio da circunferência de centros dos furos da placa, ou seja:

$$r_{cc} = \frac{h_{\bullet \min} + h_{\bullet \max}}{2}$$

Substituindo valores obtém-se:

para bomba - 125 [l/min] - $r_{cc} = 43,59$ [mm]

para bomba - 360 [l/min] - $r_{cc} = 62,05$ [mm]

Desta forma temos as informações principais para o desenho da placa de retenção dos mancais dos pistões estão disponíveis.

4.3.19 Determinação do raio de circunferência de centro dos parafusos (r_{cp}) do mancal da placa de retenção

Da figura 3.22, os parâmetros $d_{\bullet x}$ e $h_{\bullet \max}$ estão calculados respectivamente nos parágrafos 4.3.5 e 4.3.18. O parâmetro $d_{\bullet \bullet}$ deve ser retirado de um desenho em escala e com aproximação adequadas.

Desta forma da equação 3.37 tem-se:

$$r_{cp} = h_{\bullet \max} + \frac{d_{\bullet x}}{2} + d_{\bullet \bullet}$$

Substituindo valores obtém-se:



para bomba - 125 [l/min] - $r_{cp} = 66,50$ mm

para bomba - 360 [l/min] - $r_{cp} = 91,84$ mm

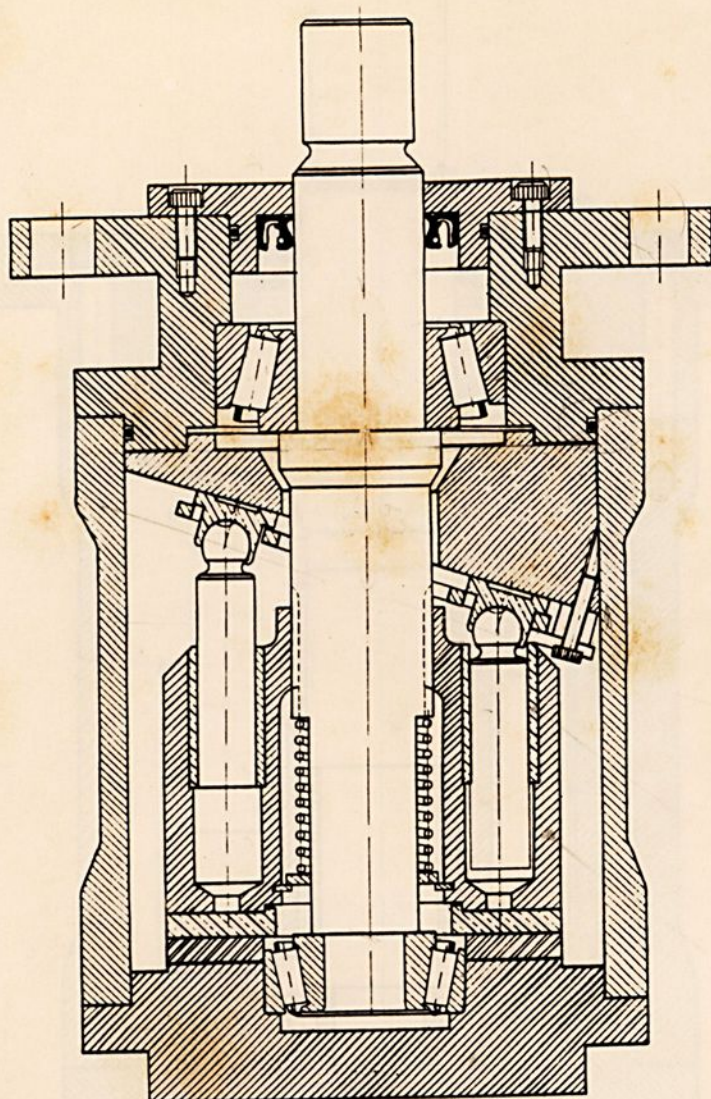
4.4 Elementos complementares

Outros elementos que necessitam ser determinados numa máquina tais como parafusos, anéis elásticos, anéis "O" ring, retentores, etc. são elementos comuns ao trabalho do projetista e não são apresentadas neste roteiro.

4.5 Corte longitudinal

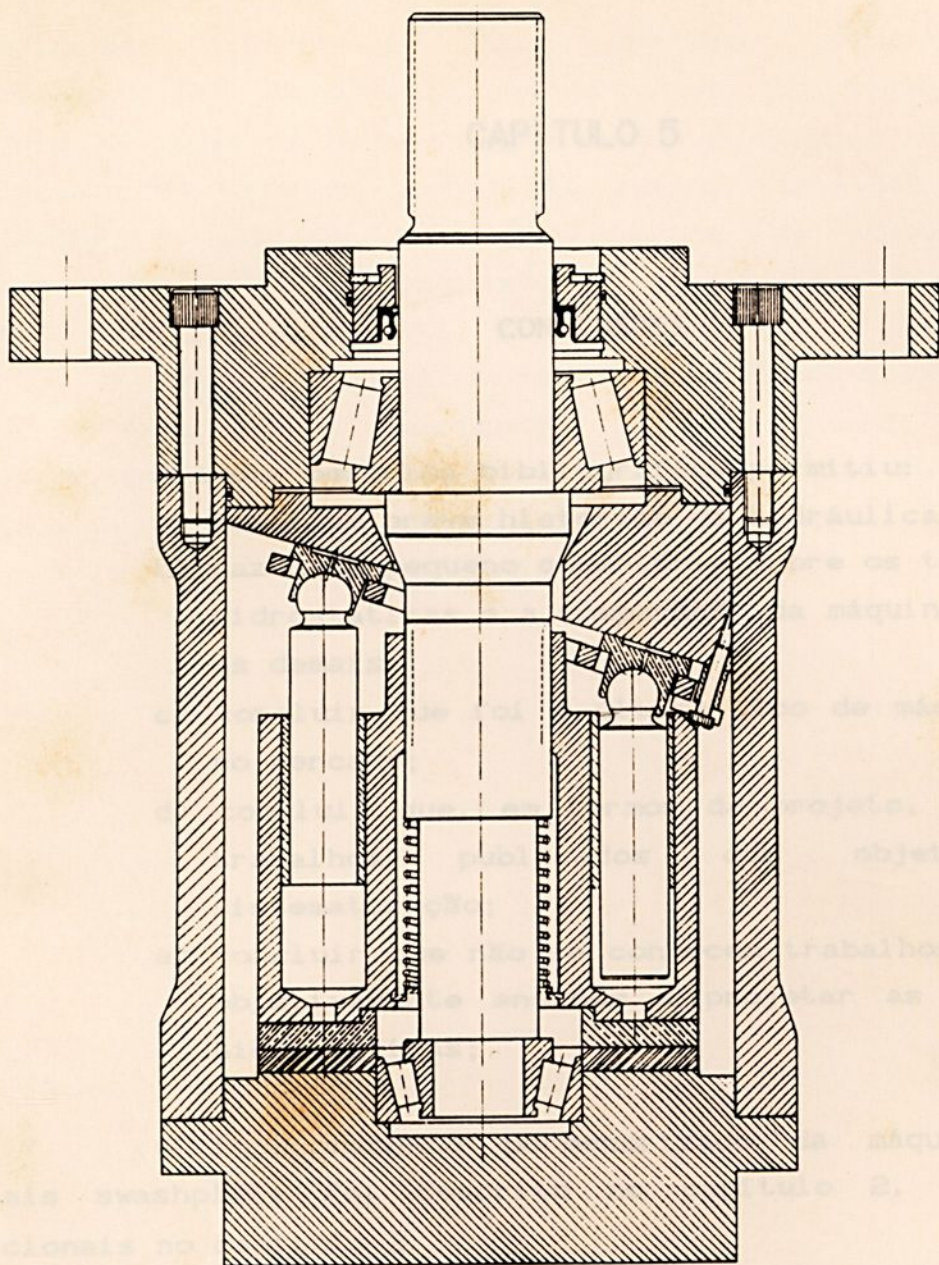
Neste parágrafo apresenta-se o corte longitudinal das duas máquinas, projetadas de acordo com o roteiro proposto neste trabalho. Os dados obtidos nos parágrafos anteriores foram utilizados para estes desenhos.

MEDIDAS EM [mm]				FOLHA		DESENHO	
2	66,50	r_{cp}	66,50	ELEMENTOS	32 300	125 125	125 125
d_p	10,84	d_p	10,84			125 125	125 125
r_1	10,84	r_1	10,84			125 125	125 125
r_2	10,84	r_2	10,84			125 125	125 125



MEDIDAS EM [mm]				FLANGE	SAE - C	PONTA DE EIXO	14 DENTES
d	42,50	d _{ex}	25,65				12/24 PITCH
d _p	18,86	d _{sp}	14,85	ROLAMENTOS	32 308	O RING NORMA ARP 568	Nº 233
r _i	8,51	d _{sb}	18,86		e		Nº 255
r _o	10,26	M	3,42		32 305	RETENTOR	SABÓ Nº 01109 BRO

FIGURA 4.1 - CORTE DE UMA MÁQUINA SWASHPLATE DE 125 l/min.



MEDIDAS EM [mm]				FLANGE	SAE - E	PONTA DE EIXO	13 DENTES
d	60,50	d _{ex}	36,47				5/16 PITCH
d _p	26,82	d _{sp}	21,12	ROLAMENTOS	32 312	O RING NORMA ARP 568	Nº 238
r _i	12,11	d _{sb}	26,82		e		Nº 264
r _o	14,59	M	4,90		32 308	RETENTOR	SABO Nº 00305 BAG

FIGURA 4.2 - CORTE DE UMA MÁQUINA SWASHPLATE DE 360 l/min.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

A ampla pesquisa bibliográfica permitiu:

- a) fazer um breve histórico da hidráulica;
- b) fazer um pequeno comentário sobre os tipos de máquinas hidroestáticas e a comparação da máquina swashplate com as demais;
- c) concluir que foi o último tipo de máquina a aparecer no mercado;
- d) concluir que, em termos de projeto, não se conheceu trabalhos publicados com objetivo de sua sistematização;
- e) concluir que não se conhecem trabalhos publicados que objetivamente ensinem a projetar as demais máquinas hidroestáticas;

O funcionamento pormenorizado da máquina de pistões axiais swashplate foi descrito no capítulo 2, com explicações adicionais no capítulo 3.

Os parâmetros principais para projeto da máquina estão descritos no capítulo 3, assim como um roteiro pormenorizado a ser seguido para a sua obtenção.

Os materiais mais adequados para a construção da máquina estão indicados no capítulo 3, em especial o bronze ao manganês. A escolha dos materiais foi feita a partir de discussões técnicas com fabricante do material. Partes da máquina que não requerem muita atenção em relação ao projeto não tem os materiais indicados neste trabalho, ficando a cargo do projetista a sua escolha.

O capítulo 4 é constituído de projetos de duas bombas de



capacidades diferentes. Tais projetos estão minuciosamente elaborados. Seu desenrolar constitui-se num roteiro completo de projeto de todas as partes importantes da máquina. De novo, deve-se salientar que cabe ao projetista definir detalhes como número de parafusos, tipos de parafusos, tipos de vedação, acabamento superficial, etc., assuntos esses comuns a projetos semelhantes não devendo constar, obviamente, de trabalhos como o presente.

Assim, o proposto como objetivos foi alcançado.

Durante a realização deste trabalho, deparou-se com diversos aspectos que merecem estudos mais aprofundados, mas não foram aqui tratados por serem complementares ao objetivo.

5.1. Ângulo de inclinação da swashplate variável

Não aplicação, como no caso de bombas de combustível de turbinas a gás, que requerem variação da vazão independente da rotação da bomba.

Como este tipo de bomba é apropriado ao bombeamento, em altas pressões de combustível, é importante que se analise a construção da mesma com a variável e meios de variá-la.

5.2. Comportamento dinâmico

Para aplicação como a de 5.1. é muito importante o conhecimento do comportamento dinâmico dessas máquinas a fim de se projetar um adequado sistema de controle.

5.3. Previsão de desempenho

Os cálculos realizados são para valores fixos de n e p , desconsiderando vazamentos e outros possíveis fatores que podem alterar as características de desempenho. É conveniente, portanto, que se analise tais máquinas sob tais aspectos, bem como perda de desempenho em função do tempo de operação.

5.4. Aplicação de informática

Com a disseminação de computadores pessoais, e recursos de cálculos, é recomendável que se estabeleçam rotinas computacionais para ajudar e acelerar o projeto, incluindo o projeto



CAPÍTULO 6

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Conforme mencionado acima, alguns aspectos complementares merecem estudo pormenorizado. Assim, seguem-se para trabalhos futuros, os seguintes temas:

6.1. Ângulo de inclinação da swashplate variável.

Há aplicação, como no caso de bombas de combustível de turbinas à gas, que requerem variação da vazão independente da rotação da bomba.

Como este tipo de bomba é apropriado ao bombeamento, em altas pressões de combustível, é importante que se analise a construção da mesma com α variável e meios de variá-lo.

6.2. Comportamento dinâmico

Para aplicação como a de 6.1, é muito importante o conhecimento do comportamento dinâmico dessas máquinas a fim de se projetar um adequado sistema de controle.

6.3. Previsão de desempenho

Os cálculos realizados são para valores fixos de α e rpm, desconsiderando vazamentos e outros possíveis fatores que podem alterar as características de desempenho. É conveniente, portanto, que se analise tais máquinas sob tais aspectos, bem como perda de desempenho em função do tempo de operação.

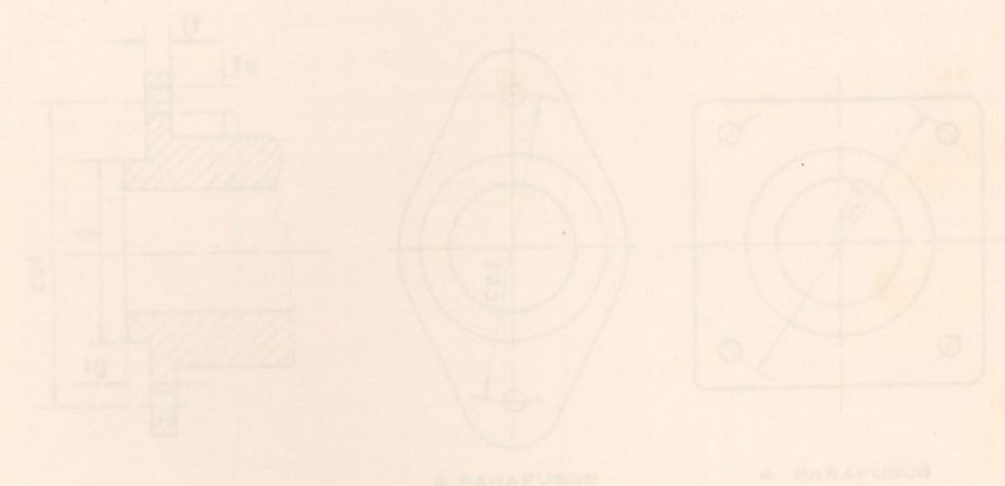
6.4. Aplicação de informática

Com a disseminação de computadores pessoais, e recursos de cálculos, é recomendável que se estabeleçam rotinas computacionais para ajudar e acelerar o projeto, incluindo o projeto mecânico.



6.5. Outros fluidos de trabalhos

Embora a aplicação primária destas máquinas aqui tratadas sejam para bombeamento de óleo hidráulico, com características de lubrificação superiores, é conveniente que se analise o bombeamento de outros fluidos, principalmente de combustíveis, como querosene e álcool, dadas as aplicações dessas máquinas como bombas de combustíveis principalmente em turbinas à gas.

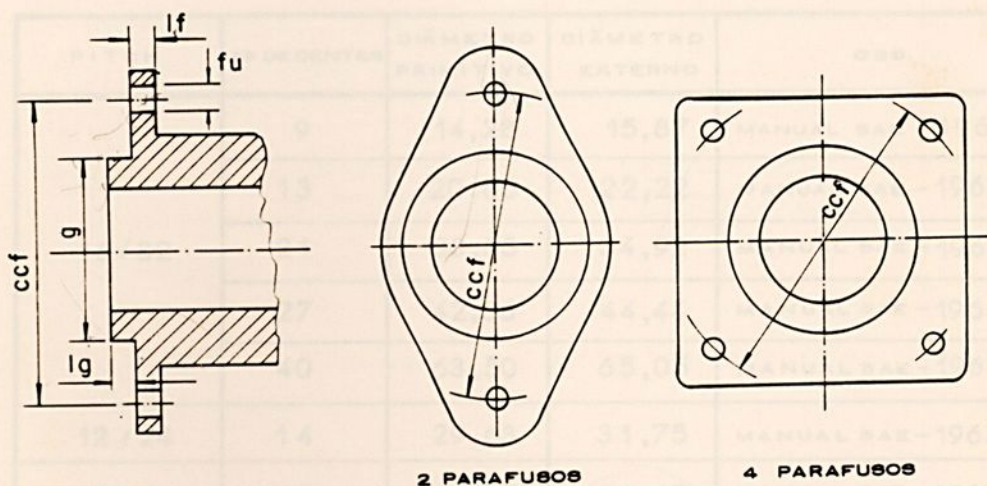


Plangas SAE					
Modelo	g (mm)	ccf (mm)	fu (mm)	fg (mm)	ff (mm)
A (2 furos)	82,55	106,38	11,13	7,0	13,0
B (2 furos)	101,60	146,10	14,27	10,0	15,0
C (2 furos)	127,00	180,98	17,48	13,0	18,0
C (4 furos)	127,00	161,55	14,38	13,0	16,0
D (4 furos)	152,40	228,60	21,33	14,0	25,0
E (4 furos)	185,10	317,50	29,57	16,0	27,0
F (4 furos)	177,80	330,00	26,97	16,0	38,0



APÊNDICE A

Flanges



Flanges SAE

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

APÊNDICE B

Pontas de eixos estriadas

PITCH	Nº DE DENTES	DIÂMETRO PRIMITIVO	DIÂMETRO EXTERNO	OBS.
16 / 32	9	14,28	15,87	MANUAL SAE - 1963
	13	20,63	22,22	MANUAL SAE - 1963
	21	33,33	34,92	MANUAL SAE - 1963
	27	42,86	44,44	MANUAL SAE - 1963
	40	63,50	65,05	MANUAL SAE - 1963
12 / 24	14	29,63	31,75	MANUAL SAE - 1963
8 / 16	13	41,27	44,45	MANUAL SAE - 1963

MÓDULO	Nº DE DENTES	DIÂMETRO PRIMITIVO	DIÂMETRO EXTERNO	OBS.
2	14	28	30	DIN 5480
	16	32	35	DIN 5480
	18	36	40	DIN 5480
	26	52	55	DIN 5480

VAZÃO [l/min] a 1800rpm	PONTA DE EIXO MAIS USADA	VAZÃO [l/min] a 1800rpm	PONTA DE EIXO MAIS USADA	VAZÃO [l/min] a 1800rpm	PONTA DE EIXO MAIS USADA
30,0	9 dentes 16/32	90,0	14 dentes - 12/24 30x2x14x9g	300	13 dentes - 8/16 40x2x18x9g
40,0	9 dentes 16/32	120,0	14 dentes - 12/24 35x2x16x9g	400	13 dentes - 8/16 55x2x2x2g
60,0	13 dentes 16/32	150,0	14 dentes - 12/24 35x2x16x9g	500	13 dentes - 8/16 55x2x26x2g
80,0	13 dentes - 16/32 30x2x14x9g	200,0	13 dentes - 8/16 40x2x18x2g	600	40 dentes 16/32

BIBLIOGRAFIA

- [1] ALI EL-SAYE, Y.M.H., FENNER, R.I. Three dimensional thermoelasto hydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings, Part 2: application of theory and comparison with experiments. *Proc. Inst. Mech. Eng. Parte C*, v 202, n. C1, p. 51-62, 1988
- [2] BLAHA, J. Hydrostatic axial piston unit as motorgenerator of propeller pump-turbine. *Hydraul. Pneum. Power*, jul., p.338-344, 1970.
- [3] CAMERON, A. *The principles of lubrication*. London: Longmans Green, 1966.
- [4] DELAVAN. *Axial piston pumps and motors, série 300/400*. (Catálogo Técnico).
- [5] FAWCETT, J.R., *Applied hydraulics and pneumatics in industry*, Trade & Technical Press, 1968.
- [6] FULLER, D.D. *Teoria y practica de la lubrificacion*. Madrid: Interciencia, 1961.
- [7] GERBER, H. The radial flow of oil between two parallel surfaces. *Hydraul. Pneum. Power*, nov., p.658-670, 1970
- [8] HOOKE, G.J., LI, K.Y. The lubrication of overclamped slippers in axial piston pumps centrally loaded behaviour, *Proc. Inst. Mech. Eng., Part C*, v. 202, n,C4, p. 287-293, 1988.
- [9] HOOKE, G.J., LI, K.Y. The lubrication of slippers in axial piston pumps and motors - the effect of tilting couples,



Proc. Inst. Mech. Eng., Part C, v.203, n.C 5, p. 343-350, 1989.

- [10] HOOKE, C.J., KAKOULIS, Y.P. The effect of non-flatness on the performance of slippers in axial piston pumps. *Proc. Inst. Mech. Eng., Application Part C*, v. 197, p. 239-247, 1983.
- [11] HOOKE, C.J., KAKOULIS, Y.P. The lubrication of slippers in axial piston pumps. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID POWER, 1, 1978, Durham, 1978, p. B2 13-26.
- [12] HOOKE, C.J., KAKOULIS, Y.P. The effects of centrifugal load and ball friction on the lubrication of slippers in axial piston pumps. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID POWER, 6, 1981, Cambridge, England: B.H.R.A., 1981, p. D2 179 - 191.
- [13] HOYT, S.L. *Metals properties*. New York: McGraw-Hill, 1954.
- [14] HYDRAULIC handbook, 5.ed. Morden, Surrey: Trade & Technical Press
- [15] HYDURA. *Hydraulic motor: tipos MFQ e MVQ (Catálogo Técnico)*.
- [16] JUVINALL, R.C., MARSHEK, K.M. *Fundamentals of machine component design*, New York: J.Wiley, 1991.
- [17] KIM, S.D., CHO, H.S., LEE, C.O. A parameter sensitivity analysis for the dynamic model of a variable displacement axial piston pump. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C*, v. 201, n.C4, p. 235-243, 1987.
- [18] MAUROSCHAT, R. Leakage losses of valve plates of axial pumps and motors. *Maschinenbautechnik*, v.11, n. 5, p. 270, 1963. (B.H.R.A., T 775, jul. 1963).



- [19] McKEOWN, J., MILNER, D.A., SHUTE, N.A. et al. Hydrodynamics factors affecting the design of valve plates and thrust bearing. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part 1*, v.181, n.24, p. 653-665., 1966.
- [20] OEHLER, G. *Hydraulic Presses*, Edward Arnold, 1968.
- [21] OSTERLE, F., CHARNES, A., SAIBEL E., On the solution of the Reynolds Equation for slider-bearing lubrication - VII - the nonsteady-state operation of tilting-pad slider bearings. *Trans. ASME*, feb., 1954.
- [22] PALMER, K.P. *The hydrostatic balancing of valve plates*. ASME, Pap. 64-WA/LUB-13.
- [23] PINKUS, O. *Theory of hydrodynamics lubrication*, New York, USA: McGraw-Hill, 1961.
- [24] RACINE. *Axial piston pumps*. Interim Engineering Bulletin, n.IB11. (Catálogo Técnico).
- [25] RAIMOND, A.A., BOYD, J., Applying bearing theory to the analysis and design of pad-type bearings, *Trans. ASME*, apr., p. 321-330, 1955.
- [26] THOMA, J. U., *Modern oil hydraulic engineering*. Modern Surrey: Trade & Technical Press, 1970.
- [27] THOMA, J. V. The oil film as design element. *Hydraul Pneum. Power*, dec., p. 700-704, 1969.
- [28] THOMA, J.U. Selection criteria and rational design of hydraulic pumps. *Hydraul. Pneum. Mech. Power*, jun., p. 241-244, 1979.



- [29] THOMA J. U. Systematic design of axial piston hydrostatic machines. *Hydr. Pneum. Power*, oct., p. 480-485, 1971.
- [30] WILCOCK, F.D. The hidrodynamic pocket bearing. *Trans. ASME*, April, p. 311-319, 1955.
- [31] WILSON, W.E. Design of optimum clearances in positive displacement pump and motors. ASME Pap. 55-5-4, 1955.
- [32] ZEIGER, G., AKERS, A. Dynamic analysis of an axial piston pump swashplate control. *Proc. Inst. Mec. Eng. Part C*, v. 200, n. C 1, p.49-58, 1986.



