

ANDRÉ da SILVA SERRA

SISTEMA COMMON RAIL

Trabalho de Formatura apresentado a Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a conclusão do Curso de Graduação em
Engenharia.

São Paulo
2000

ANDRÉ da SILVA SERRA

SISTEMA COMMON RAIL

Trabalho de Formatura apresentado a Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a conclusão do Curso de Graduação em
Engenharia.

Área de concentração:
Engenharia Mecânica, Projeto e Fabricação.

Orientador:
Prof. Francisco Baccaro Nigro

São Paulo
2000

10.0
(B3)



Índice Geral

<i>Índice Geral</i>	1
<i>Cronograma de Atividades</i>	3
<i>Sumário</i>	4
1 <i>Concepção do Produto</i>	5
Introdução	5
<i>Áreas de Aplicação</i>	5
<i>Tipos de Sistemas</i>	6
Campo de Aplicação	8
Funções Principais	9
<i>Partes Principais</i>	9
<i>Estágio de Baixa Pressão</i>	10
<i>Sistema de Alta Pressão</i>	12
Sistema de Alta Pressão	13
<i>Bomba de Alta Pressão</i> :.....	13
Válvula de Controle de Pressão	19
<i>Acumulador de Alta Pressão</i>	19
<i>Injetores</i>	21
<i>Pesquisa de Fornecedores</i>	23
3 <i>Estabelecimento de Necessidades (Pesquisa de Utilizadores)</i>	26
4 <i>Formulação do Projeto e Síntese de Soluções</i>	28
5 <i>Valor Econômico</i>	36
6 <i>Máquinas de Ensaio</i>	38
7 <i>Ensaio Axial de Fadiga</i>	42
Introdução	42
Norma ASTM E466	46
<i>Frequências de Ensaio</i>	46
8 <i>Desenvolvimento da Interface PWM</i>	47
Introdução	47
Princípio de Funcionamento	47
SG3524	50
Frequência de Chaveamento	51
Funcionamento da Interface	52
Simulação da Interface	55
Resposta em Vazão	60

9	<i>Sensores e Painel Amplificador de Sinais.....</i>	62
	Conectando os Transdutores.....	63
	Saídas Analógicas.....	64
	Saída Serial	64
	Dados Técnicos.....	65
10	<i>Projeto e Simulação do Servo – Mecanismo Hidráulico.....</i>	66
	Rigidez.....	66
	Primeiro conjunto.....	66
	Segundo conjunto.....	69
	Servo – Mecanismo Hidráulico.....	73
	Linearização.....	76
	Conjunto Carretel - Motor	81
	Primeiro Estágio de Amplificação.....	84
	Diagramas de Bloco	87
	Controlador Proporcional	92
	Diagrama de Blocos	94
	Resultados	96
11	<i>Projeto Mecânico.....</i>	99
	Introdução.....	99
	Acoplamento Elástico	99
	Acoplamento OldHam	101
	Acoplamento direto.....	105
	<i>Conclusão.....</i>	107
	<i>Bibliografia</i>	108
	<i>Anexos.....</i>	110



Cronograma de Atividades

O Estudo de viabilidade proposto seguiu o seguinte cronograma ao longo do primeiro semestre:

Mês/Atividade	Março	Abril	Maio	Junho	Julho
Concepção do Produto					
Pesquisa de Fornecedoros					
Estabelecimento de Necessidades					
Formulação do Projeto					
Síntese de Soluções					
Valor Económico					
Máquinas de Ensaio					
Ensaio Axial de Fadiga					
Interface PWM					

Da mesma maneira, a implementação do sistema no segundo semestre de 2000, seguiu o seguinte conograma:

MÊS/ATIVIDADE	SETEMBRO	OUTUBRO	NOVEMBRO	DEZEMBRO
Construção Mecânica				
Implementação da Interface Eletrónica				
Funcionamento / Testes				
Implementação em Máquinas de Ensaio				
Projeto do sistema servo- assistido correspondente				



Sumário

Em face da necessidade do rigoroso controle de emissões de veículos, devido as novas leis ambientais (**Euro 3**), exige-se o desenvolvimento de sistemas de injeção cada vez mais modernos. De tal modo, que estes possam ser bastante flexíveis no que tange a possibilidade de controle (pré-injeção, pós-injeção e adequado controle do ponto de injeção).

Deste modo, a solução encontrada foi a utilização de dispositivos de injeção controlados eletronicamente. Obviamente, a utilização destes dispositivos amplia sobremaneira a capacidade de controle da quantidade e do momento de injeção do combustível.

No entanto, devido ao fato de tal tecnologia estar sendo desenvolvida pela indústria automobilística, os custos de produção destes equipamentos sofisticados reduz drasticamente.

Em face destes fatos recentes, surge a possibilidade da utilização destes novos equipamentos de injeção no controle de máquinas, como por exemplo da mesma maneira que injetores mecânicos modificados são utilizados em máquinas de ensaio mecânico.

Logo, em função da diferença de custos entre estes novos dispositivos de controle e os servo sistemas utilizados atualmente para o comando de máquinas hidráulicas, talvez seja viável a implementação destes novos sistemas a despeito de comparações no que se refere a desempenho, em função de fatores de ordem econômica.



1 Conceção do Produto

Esta parte do trabalho irá tratar da descrição do sistema de injeção diesel Common Rail, bem como sua aplicação a sistema de controle hidráulico.

Introdução

O objetivo deste trabalho resume-se basicamente nas seguintes aplicações :

- **Adaptar o sistema de injeção de combustível diesel *Common Rail* à aplicações de controle hidráulico ;**
- **Realizar o retrofitting do sistema de controle de máquinas de ensaio mecânico utilizando o referido sistema.**

Nesta primeira parte apresenta-se inicialmente o sistema *Common Rail* conforme utilizado em veículos fazendo na medida do possível, comparações com suas possíveis aplicações em hidráulica .

Áreas de Aplicação

Motores diesel são caracterizados por serem altamente econômicos em operações comerciais. Estes motores podem ser encontrados em uma larga variedade de aplicações, como por exemplo :

- **Acionadores de geradores elétricos (10KW /cilindro) ;**
- **Motores de alta rotação para veículos de passeio e comerciais leves (50KW/ cilindro) ;**
- **Motores para construção e agrícolas (50KW/ cilindro) ;**
- **Motores para veículos pesados, caminhões, e tratores (200KW/cilindro) ;**
- **Motores para locomotivas e navios (1000KW/cilindro) .**



Tipos de Sistemas

Em função do rigor imposto aos sistemas de injeção diesel, conseqüente das novas leis de proteção ambiental, no que tange a emissões de gases, níveis de ruído e baixo consumo de combustível, estes sistemas devem prover injeção de combustível a altas pressões e na quantidade exata para assegurar a eficiente mistura ar/combustível.

Nos motores diesel, o controle de velocidade e carga é realizado através da quantidade de combustível injetado, e não sobre o ar de admissão.

Na maioria dos motores diesel em veículos comerciais, locomotivas e navios são controlados por reguladores mecânicos. Em veículos de passeio por outro lado, estes reguladores estão sendo continuamente substituídos por reguladores controlados eletronicamente (EDC).

A figura abaixo relaciona os sistemas existentes de injeção de combustível utilizados por motores diesel:

Diesel fuel-injection systems: Properties and characteristic data									
Fuel-injection system Type	Injection				Engine-related data				
	Injected fuel quantity per stroke cm ³	Max. injection pressure bar	Type of electronically control	Type of injection	Rated injection velocity (m/s)	No. of cylinders	Max. speed min ⁻¹	Max. power per cylinder kW	
In-line fuel-injection pumps									
M	0.06	350	m.e.	DI	-	4, 6	5000	70	
A	0.12	750	m	DI/IDI	-	2, 12	2500	27	
MW	0.15	7100	m	DI	-	2, 6	2500	36	
P 3000	0.25	850	m.e.	DI	-	4, 12	2500	45	
P 7100	0.25	1200	m.e.	DI	-	4, 12	2500	55	
P 8000	0.25	1300	m.e.	DI	-	6, 12	2500	55	
P 8500	0.25	1300	m.e.	DI	-	4, 12	2500	55	
H 1	0.24	1300	e	DI	-	6, 6	2400	55	
H 1000	0.25	1350	e	DI	-	5, 6	2200	70	
Arlet-piston distributor injection pumps									
VE	0.12	1200/350	m	DI/IDI	-	4, 6	4500	25	
VE EDC ¹⁾	0.07	1200/350	e.m.e.	DI/IDI	-	3, 6	4200	25	
VE MV	0.07	1400/350	e.MV	DI/IDI	-	3, 6	4500	25	
Radial-piston distributor injection pumps									
VR MV	0.135	1700	e.MV	DI	-	4, 6	4500	37	
Single-plunger injection pumps									
Py/R	0.15	800	m.e.	DI/IDI	-	Arbitrary	300	75	
	10.0	1500					2000	1000	
UI 20 ²⁾	0.16	1600	e.MV	DI	VE	8, 10	3000	45	
UI 31 ³⁾	0.3	1500	e.MV	DI	VF	8, 10	3000	75	
UI 32 ⁴⁾	0.4	1800	e.MV	DI	VE	8, 10	3000	80	
UI-P1 ⁵⁾	0.652	2000	e.MV	DI	VF	6, 10	3000	25	
UP 12 ⁶⁾	0.1	1600	e.MV	DI	VE	8	4000	30	
UP 20 ⁶⁾	0.15	1800	e.MV	DI	VE	6	4000	70	
UP [PF/R] ⁷⁾	3.0	1400	e.MV	DI	-	6, 20	1500	1500	
Common Rail (CR) accumulator injection system									
CR ⁸⁾	0.1	1350	e.MV	DI	VF-VNE ⁹⁾	3, 6	2000 ¹⁰⁾	30	
CR ⁸⁾	0.4	2400	e.MV	DI	VF-VNE ⁹⁾	3, 6	2800	30	

¹⁾ m. Mechanical; e. Electronic; e.m. Electromechanical; MV With selected valve; ²⁾ DI and IDI injection; ³⁾ Prechamber injection; DI Direct Injection; ⁴⁾ FDC Electronic Diesel Control; ⁵⁾ UI unit injector for passenger cars; ⁶⁾ With two ECUs larger numbers of cylinders are possible; ⁷⁾ UI unit injector for passenger cars and light commercial vehicles; ⁸⁾ UP unit pump for common rails and buses; ⁹⁾ CR 1st generation for passenger cars and light commercial vehicles; ¹⁰⁾ Up to 50° crankshaft BTDC, freely selectable; ¹¹⁾ Up to 5500 max. driving overrun; ¹²⁾ CR for trucks and diesel powered locomotives; ¹³⁾ Up to 30° crankshaft BTDC.

Fig. 1.1 Tipos de sistemas de injeção



Destaca-se na figura acima, o sistema de injeção por acumulador (*Common Rail*), no qual a geração de pressão e a injeção são totalmente desacopladas, em virtude do acumulador do sistema de injeção (*Rail*). A pressão de injeção é gerada independentemente da rotação do motor ou da quantidade de combustível injetada. O instante da injeção e a quantidade de combustível são calculados na **ECU**, que aciona a válvula solenóide do injetor pertinente.



Campo de Aplicação

Comparado com os sistemas convencionais de injeção de combustível, o sistema **common rail** prove alta flexibilidade na adaptação do sistema de injeção ao motor, além de reduzir emissões de gases, ruídos e o consumo do motor. Deste modo este sistema adapta-se muito bem as seguintes aplicações :

- Automóveis e veículos comerciais leves (até 30KW/cilindro), bem como veículos pesados, locomotivas e navios (até 200KW/cilindro) ;
- Altas pressões de injeção (1350 bar) ;
- Início de injeção variável ;
- Flexibilidade no uso de pré-injeção, injeção principal e pós-injeção ;
- **Controle da pressão de injeção .**
- **Em função de sua precisão na injeção de combustível e capacidade de controle pode-se utilizá-lo como elemento de controle hidráulico.**

Vale ressaltar que em virtude de ser um produto produzido pela industria automobilística, e consequentemente **produzido em série**, o custo do equipamento reduz-se drasticamente. Tendo em vista o custo reduzido de aquisição deste equipamento, este torna-se uma opção viável na implementação de sistemas de controle hidráulico .



Funções Principais

No sistema common rail, a geração da pressão e a injeção são completamente independentes e, virtude do acumulador do sistema. O combustível é armazenado sob pressão no acumulador estando prontamente disponível para injeção.

A quantidade injetada é definida pelo torque exigido do motor, sendo o início e pressão de injeção calculados através dos mapas armazenados na **ECU**. Tendo todos os parâmetros da injeção disponíveis a **ECU** aciona a válvula solenóide do injetor apropriado.

De maneira resumida, o sistema de injeção deve injetar o combustível no momento correto e na quantidade e pressão exatas. Estas características asseguram o funcionamento “suave”, porém econômico do motor .

Partes Principais

O sistema **common rail** compreende três partes principais conforme a fig. 1.2

- **Estágio de baixa pressão ;**
- **Estágio de alta pressão ;**
- **ECU (Será substituído por um controlador PWM).**

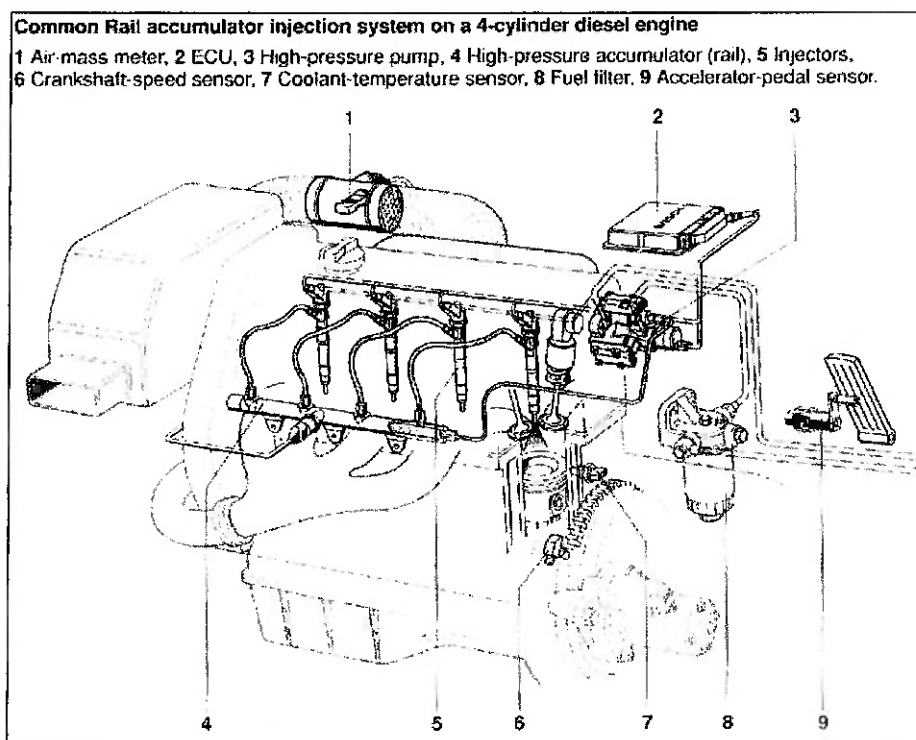


Fig.1.2 – Sistema Common Rail de injeção

Estágio de Baixa Pressão

O estágio de baixa pressão do sistema **common rail** compreende as seguintes partes principais, conforme figura abaixo :

- Tanque e pré-filtro ;
- Bomba de baixa pressão (*presupply pump*) ;
- Filtro de combustível ;
- Linhas de baixa pressão .

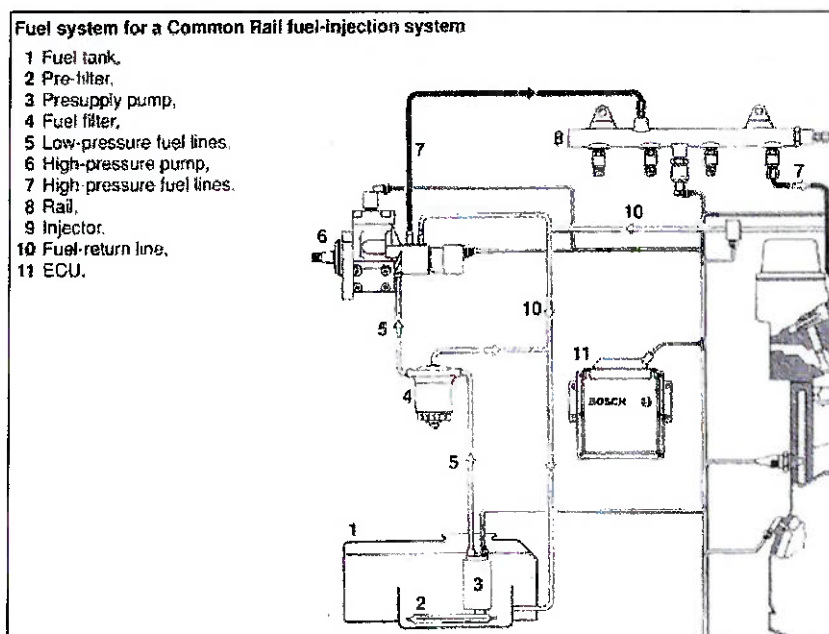


Fig. 1.3 – Sistema de Baixa Pressão

O tanque possui material protegido contra corrosão, além de não sofrer vazamentos a pelo menos duas vezes a pressão de operação ou a 0.3 bar. O tanque deve permitir que fluido escape de maneira segura em caso de excesso de pressão .

A bomba de baixa pressão deve fornecer a quantidade de combustível adequada para a bomba de alta pressão .

O filtro de combustível impede que contaminantes indesejáveis comprometam os componentes das bombas e injetores, no entanto este necessita alcançar especificações compatíveis com a aplicação a que estarão submetidos . Vale ressaltar que o combustível diesel contém água, cuja filtragem e dreno deve ser atendida pelo filtro .



Sistema de Alta Pressão

Além de prover o fluido a alta pressão, este sistema deve fornecer-lo na vazão exata bem como distribuí-lo, através de seus injetores. Os componentes mais importantes são conforme a figura abaixo :

- **Bomba de Alta Pressão :**
 - **Válvula de controle de pressão ;**
 - **Válvula Shutoff ;**
- **Acumulador de Alta Pressão ;**
- **Válvula limitadora de Pressão ;**
- **Limitador de vazão ;**
- **Injetores.**

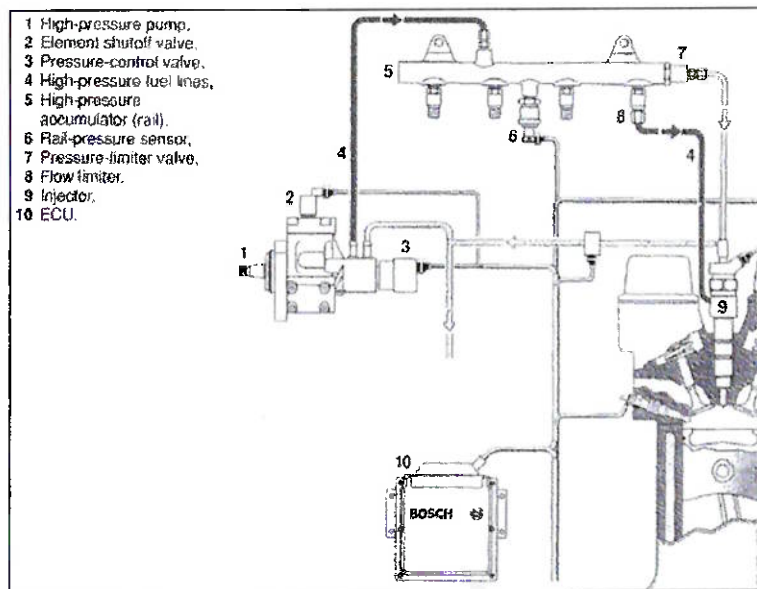


Fig. 1.4 – Sistema de alta Pressão



Sistema de Alta Pressão

Em virtude de ser a parte mais importante do sistema do sistema de injeção **common rail**, bem como a de maior interesse para o presente trabalho, o sistema de alta pressão apresentado através da fig.1.4 será descrito em maiores detalhes .

Bomba de Alta Pressão :

A bomba de alta pressão (fig. 1.5a,b) é a interface entre o sistema de baixa e alta pressão . Esta deve fornecer o combustível na vazão e pressão adequadas durante a operação normal do veículo, bem como suprir combustível em vazões maiores que a normal para satisfazer os requisitos de partida rápida e elevação rápida de pressão no acumulador.

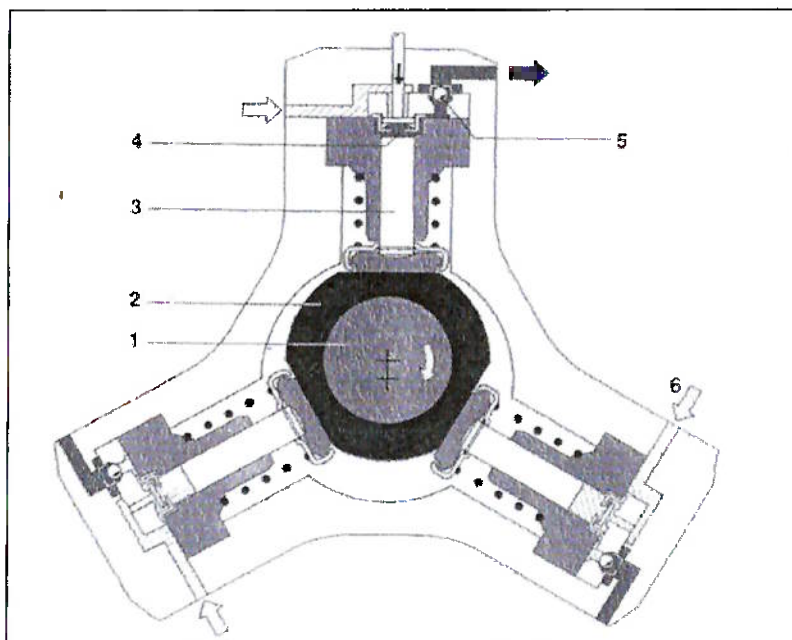


Fig. 1.5a – Bomba de Alta Pressão

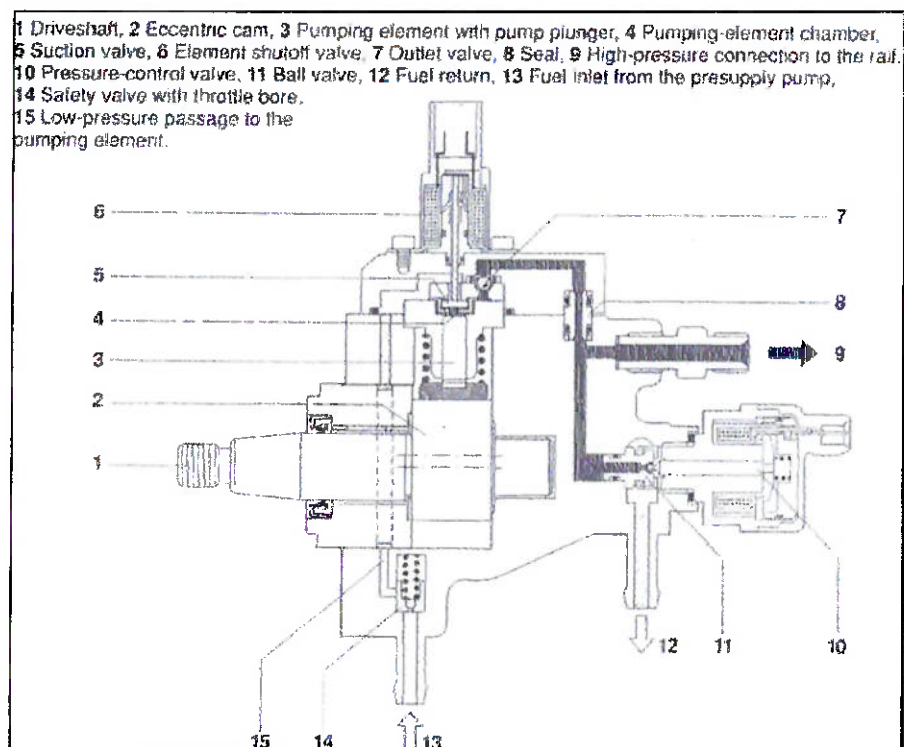


Fig. 5b – Bomba de alta Pressão

Estas características de projeto que obrigam a bomba possuir vazões maiores, para situações especiais, são interessantes do ponto de vista hidráulico tendo em vista que **maiores vazões ampliam as possibilidades de utilização do equipamento**.

Na bomba de alta pressão o fluido é comprimido através de três pistões, espaçados uniformemente a 120 graus um do outro conforme fig.1.5b. Tendo em vista que três cursos de bombeamento acontecem pôr revolução, não são gerados picos exagerados de torque o que torna mais uniforme o torque requerido para o acionamento da bomba.

Utilizando apenas **16 N.m**, este é aproximadamente **1/9** do que o exigido para o acionamento de uma bomba distribuidora comparável.

A potência requerida para o acionamento da bomba de alta pressão aumenta em proporção a pressão ajustada no acumulador e a velocidade angular da bomba conforme mostrado na figura abaixo:

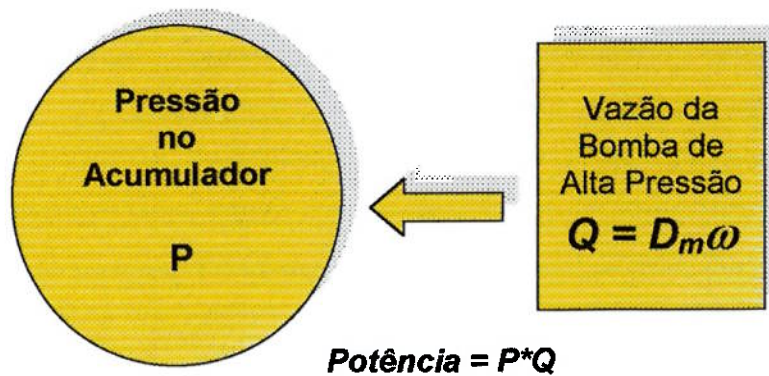


Fig.1.6 – Potência de acionamento da bomba de alta pressão

Para um motor de 2 litros de cilindrada, com uma pressão de 1350 bar ajustada no acumulador e supondo uma eficiência mecânica de 90% a bomba de alta pressão necessita de aproximadamente **3.8 KW** de potência .

Este alto valor de potência tem origem na forma de controle estabelecida, onde a pressão no acumulador é controlada através de "vazamentos" na rede de alta pressão provocados pela válvula de controle de pressão . ***Este sistema de controle de pressão descrito é apenas a nível de exemplificação, pois o sistema realmente adquirido possui o seu controle na admissão da bomba, o que torna o processo mais econômico e muda o enfoque de controle de pressão para vazão.***

Em virtude do controle de pressão da bomba ser realizado através do retorno de parte do fluído para o tanque, este libera a energia potencial armazenada aquecendo o fluído do tanque, o que pôr consequência diminuí a eficiência do equipamento . Esta perda de eficiência pode ser compensada, em regimes de baixa vazão, realizando o by-pass de um dos elementos de bombeamento (pistões) .



Este by - pass é conseguido através da abertura permanente da válvula de sucção (fig. 1.5b - 5), esta operação é realizada eletricamente através do acionamento do solenóide (fig. 1.5a -6) . Uma vez acionado o solenóide desta válvula, o fluído dentro elemento que sofreu by-pass não é mais comprimido retornando para o estágio de baixa pressão após o curso de bombeamento do pistão .



Válvula de Controle de Pressão

A válvula de controle de pressão (fig.1.7) ajusta o valor desejado de pressão no acumulador, em função da carga sob a qual esta submetida o motor (ou da vazão/pressão desejada em um sistema hidráulico) . O seu princípio de funcionamento é simples e resume-se na abertura ou fechamento da válvula de esfera em função da pressão no acumulador ser maior ou menor respectivamente da pressão desejada no acumulador .

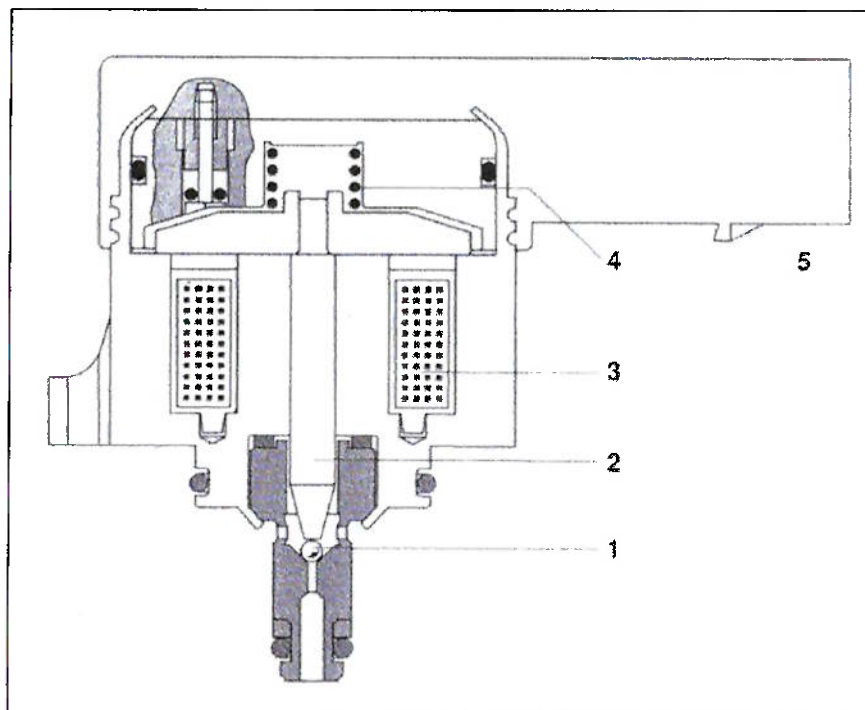


Fig. 1.7 – Válvula de Controle de Pressão



A válvula de controle de pressão possui dois circuitos elétricos de controle :

- O primeiro e de resposta lenta controla o valor ajustado para a pressão média no acumulador ;
- O segundo circuito de controle compensa mudanças de pressão em altas frequências .

A armadura da válvula (fig.1.7 - 2) que é completamente imersa em óleo é sujeita a duas forças para manter a esfera de encontro com seu acento :

- Força proveniente da mola (fig.1.7 -4);
- Força proveniente do eletroímã (fig.1.7 - 3).

A mola é projetada de tal modo a manter sem intervenção do eletroímã uma pressão de 100 bar no acumulador . Se durante o funcionamento da bomba é necessário manter uma pressão maior que 100 bar, o eletroímã deve ser energizado de modo a manter a esfera de encontro com o seu acento até que seja atingida a pressão desejada .

Caso o regime da bomba seja alterado (pressão/vazão) a força ajustada no eletroímã deve ser reajustada convenientemente. A força eletromagnética é proporcional a corrente que é variada através da sua largura de pulso (**PWM – Pulse Width Modulation**).

Em aplicações de controle hidráulico onde não utilizam-se os injetores como elementos de comando, a válvula de controle de pressão é o único dispositivo disponível no sistema **Common Rail** responsável pelo controle de pressão/vazão.

Recomenda-se que em aplicações de controle hidráulico, onde utiliza-se apenas a bomba de alta pressão, **não utiliza-la no controle de posição e sim no de velocidade** em função da impossibilidade da bomba debitar em ambos os sentidos.



Acumulador de Alta Pressão

O acumulador de alta pressão (*rail*) atua como um amortecedor das flutuações de pressão geradas pelo bombeamento do combustível, o que assegura uma pressão de injeção praticamente constante .

A nível de aplicações hidráulicas, este amortecimento de pressão tem por consequência forças de acionamento com amplitude de oscilação menores ao longo do tempo.

A modelagem matemática que explica este efeito é a que se segue :

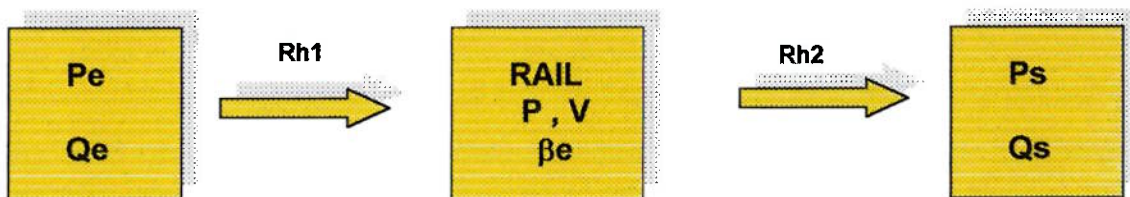


Fig. 1.8 - Modelagem do Acumulador

$$\beta_e = dP/dV/V \rightarrow dV/dt = (V/\beta_e) * dP/dt ; (I)$$

$$Q_e - Q_s = (V/\beta_e) dP/dt = V * s * P/\beta_e ; (II)$$

$$P_e - P = Rh1 * Q_e \text{ e } P - P_s = Rh2 * Q_s ; (III)$$

O que por consequência leva a :

$$P = P_e / (Rh1 V s / \beta_e + 1) - Q_s / (V s / \beta_e + 1 / Rh1) ; s = j * \omega \text{ (IV)}$$



A equação IV que é conclusão direta das três primeiras, leva a conclusão que a amplitude da pressão disponível no acumulador diminui em função da frequência de acionamento da bomba tendo em vista que o denominador da expressão final é proporcional a frequência angular ω .

A figura a seguir apresenta o acumulador de alta pressão :

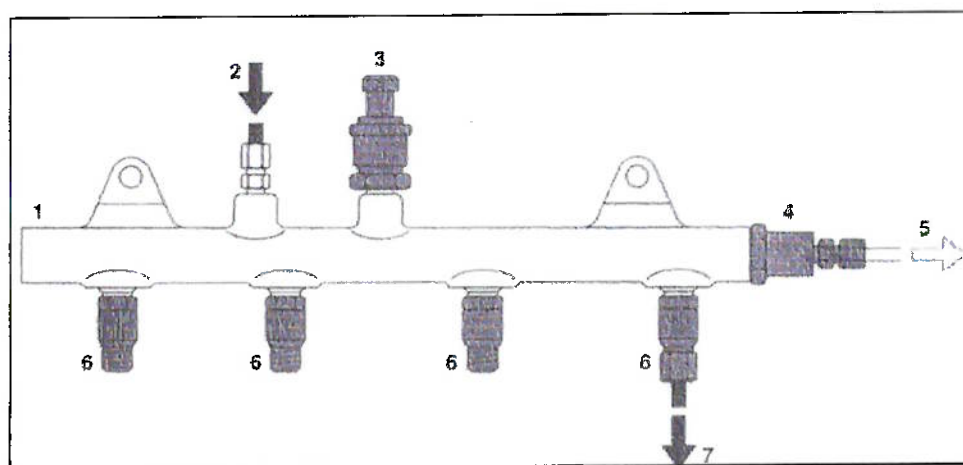


Fig. 1. 9 – Acumulador de Alta Pressão (rail)

De modo a implementar o controle de pressão no acumulador é necessário que a pressão deste seja realimentada ao sistema. Desta maneira, o sensor de pressão do acumulador (fig. 1.9 – 3) deve medir a pressão com a precisão necessária, além de possuir características dinâmicas que permitam ao sensor medir as rápidas variações de pressão dentro do acumulador. **Em aplicações hidráulicas, pode ser necessário o uso de sensores de pressão diferentes, face as novas exigências de precisão e comportamento dinâmico impostas pelo sistema a ser controlado .**

A válvula limitadora de pressão do acumulador (fig.1.9 - 4), limita a pressão interna a **1500 bar** abrindo a passagem para o sistema de baixa – pressão.



Injetores

A operação do injetor pode ser dividida em quatro estágios :

- Injetor fechado (c/ pressão aplicada);
- Injetor abrindo (início da injeção);
- Injetor totalmente aberto ;
- Injetor fechando .

Injetor fechado :

Neste estágio a pressão do acumulador é igualmente distribuída sobre a válvula agulha (fig. 1.10a- 9), de modo que a mola desta válvula a mantém fechada.

Injetor abrindo :

A válvula solenóide deve ser energizada com uma corrente superior a necessária para mante-la aberta o que assegura uma abertura rápida. Com esta corrente, a força produzida pela solenóide excede a produzida pela mola da válvula agulha de modo que a armadura abre a válvula esférica.

Imediatamente após a abertura, a corrente na válvula solenóide é reduzida para o valor necessário para manter a válvula esférica aberta, o que é possível em virtude da redução do entreferro (fig. 1.10b).

Com a câmara da válvula de controle aberta (fig. 10a- 8) o fluido está livre para escoar entre o orifício de alimentação (fig. 10a- 7) e o orifício da válvula esférica . **A diferença de vazão no escoamento entre os orifícios é que determina a velocidade de abertura do injetor.** Vale ressaltar, que a força de origem eletromagnética da válvula solenóide é



amplificada hidráulicamente, em virtude do desbalanceamento entre as pressões da câmara da válvula de controle e do injetor.

Imediatamente após o desacionamento da válvula solenóide a mola da armadura leva a válvula esférica de encontro com seu orifício, o que faz elevar a pressão dentro da câmara da válvula de controle, e consequentemente com a ajuda da mola da válvula agulha, fechar o injetor.

A velocidade de fechamento do injetor é proporcional a vazão que atravessa o orifício de alimentação (fig.1.10a - 7) .

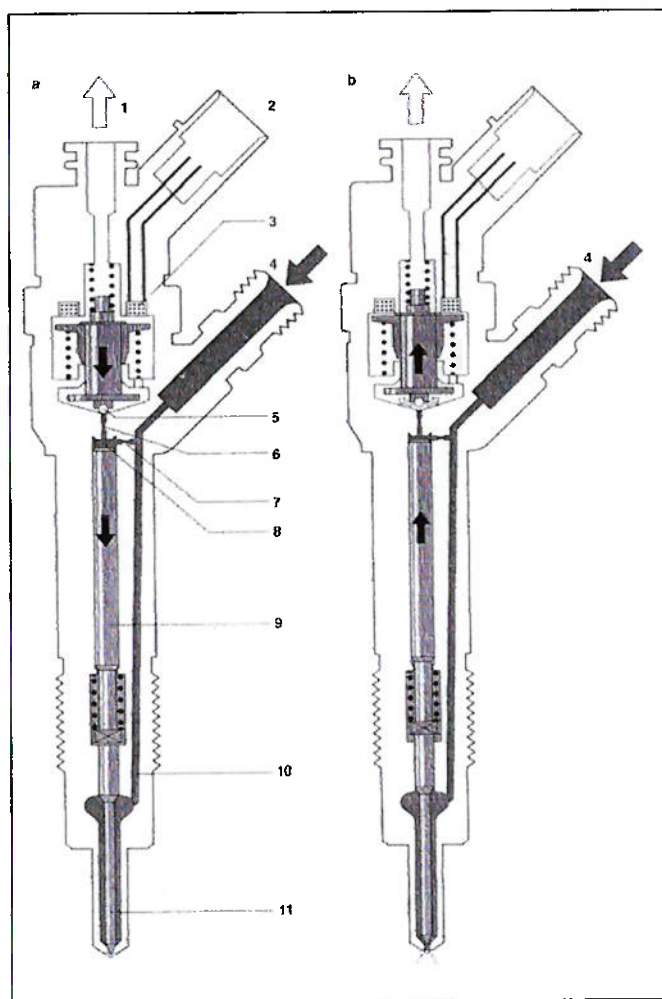


Fig. 10 a/b - Injetores



2 Pesquisa de Fornecedores

A pesquisa de fornecedores do sistema de injeção a ser utilizado, foi realizada nas seguintes empresas :

- **Lucas ;**
- **Bosch .**

A principal adversidade encontrada foi o fato de que o sistema no momento, não encontra-se disponível no Brasil. No entanto, a Bosh comprometeu-se em conseguir o sistema assim que este estivesse disponível em sua linha de montagem.

Na tabela abaixo, encontra-se especificado o sistema que Bosch comprometeu-se em disponibilizar (**CP 3.3**). Os dados contidos são importantes para análise do campo de aplicação do sistema, bem como para o início da implementação do circuito de acionamento.

Item	Dados da Bomba	Valor	Unidade	Obs.
1	Volume Teórico	1,086	cm ³ /rot	
2	Lubrificação			Próprio combustível
3	Sem mancal axial			Não pode haver forças axiais
4	Pressão Máx.	1500	Bar	Regulado pelo sensor de pressão
5	Pressão de Trabalho	1400	Bar	
6	Rotação Nominal	4000	RPM	Máxima
7	Rotação Máxima	4600	RPM	Rotação Máx. c/ carga
8	Pot . de Acionamento	12,5	KW	Sob condições de operação no motor
9	Torque Acionamento			
	Valor de Pico	50	Nm	



Item	Dados da Válvula	Valor	Unidade	Obs. (Controle de Vazão – ZME)
1	Frequência	200	Hertz	
2	Resistência da bobina	1,6 +/- .6	Ohms	
3	Corrente Máxima	2	A	

Item	Circuito Baixa Pressão	Valor	Unidade	Obs.
1	Pressão Máx. bomba Engrenagem	0.5-1.0	bar	Admissão (Pressão absoluta)
2	Pressão Máx. bomba Engrenagem	1.8-1.4	bar	Admissão – usando bomba elétrica (Pressão Absoluta)
3	Pressão Máx. bomba Engrenagem	11.5	bar	Descarga (Pressão Absoluta)
4	Contra - Pressão máxima no retorno	1.6 – 2.0	bar	Pressão Absoluta
Item	Combustível	Valor	Unidade	Obs.
1	Temperatura de trabalho	-30 → 80	Celsius	

Obs1.: O óleo deve ser filtrado segundo Norma DIN EN 590.

- Desgaste segundo HFRR ISSO/DIN 12156 – 1.3
- Máx. 460 um / 400 um ;

Dos dados obtidos acima, pode-se obter o desempenho da bomba quando acionada por um motor elétrico (3600 RPM), em um sistema de 800 bar :

$$Q = D_m * N ;$$



$$\text{Pot} = P * Q ;$$

Não foi considerado no cálculo de potência pois este não é disponível nas informações técnicas do fabricante.

$$N=3600 \text{ RPM} \rightarrow Dm=1.086 \text{ cm}^3 \rightarrow \text{Vazão}=3,91 \text{ l/min.}$$

$$\text{Pressão}=800 \text{ bar} \rightarrow \text{Potência}=5,21 \text{ KW} .$$

$$5.21 \text{ KW} \rightarrow 7 \text{ HP}$$

A variação da viscosidade do Diesel dentro do campo permitido de temperaturas (-30 a 80 Celsius), principalmente nas temperaturas mais baixas leva o valor da viscosidade do Diesel para aproximadamente 40 Cst o que é compatível com o valor da viscosidade de óleos lubrificantes.

No entanto, o sistema disponibilizado foi a bomba **CP 3.2**, cuja grande diferença em relação ao sistema citado acima é o deslocamento volumétrico **0.677 cm³/rot** e a respectiva potência de acionamento a **800 bar**, que gira em torno de **4 cv** .



3 Estabelecimento de Necessidades (Pesquisa de Utilizadores)

O ponto de partida de um projeto é sempre uma necessidade que pode ser originada de diversas formas . A tentativa de se desenvolver o produto surge da necessidade percebida de obter-se um sistema de controle hidráulico de ***custo de aquisição menor***. do que dos existentes no mercado.

É vital dentro do estudo de viabilidade de um produto a identificação que este possua utilizadores em potencial dispostos a pagar pela utilização do sistema.

As seguintes aplicações tem boas possibilidades de serem utilizadas em conjunto com o sistema ***Common Rail*** :

- Máquinas de Ensaio Mecânico ;
- Máquinas Injetoras de Plástico ;
- Prensas de Estampagem Profunda .

Vale ressaltar que nesta etapa do projeto as aplicações do sistema resumem-se basicamente em aplicações de controle de **Velocidade e Pressão (Força / Torque)**.

Para aplicações de controle de posicionamento é necessária a utilização dos bicos injetores, que controlariam o carretel de uma válvula.

A primeira aplicação escolhida para o sistema é o controle de máquinas de ensaio mecânico, em virtude da baixa vazão necessária para realização de ensaios mecânicos.

Na realidade, inicialmente a intenção será realizar o *retrofitting* de máquinas de ensaio existentes no mercado.

Em algumas máquinas foi realizado um estudo da possibilidade de aplicação do sistema com relação a requisitos vazão e força (Potência) necessárias chegando –se a conclusão de que o sistema pode adaptar-se a este tipo de aplicação.



A maioria das máquinas de ensaio pesquisada possuem potências da ordem de **0.5 a 2 cv**, o que se adapta bem as características do sistema **Common Rail**.

O principal elemento motivador é a diferença de custos entre sistemas hidráulicos encontrados no mercado e o sistema hidráulico controlado através do sistema **Common Rail**.



4 Formulação do Projeto e Síntese de Soluções

Em virtude da escolha de máquinas de ensaio mecânico de tração como primeira aplicação do sistema **Common Rail**, é necessário explicitar quais as características principais pertinentes a estas máquinas que seriam executadas com naturalidade pelo sistema de controle proposto.

As características principais destes tipos de máquinas, independentes do sistema de acionamento (Eletro – Mecânico , Servo - Hidráulico) que geralmente são anunciadas pelos fabricantes de máquinas de ensaio são :

- Faixas de velocidade de 0,001 a 1000 mm/min ;
- Classe de precisão I e II (máquinas de laboratório e máquinas de referência) ;
- **Software para comando e processamento dos dados de ensaio ;**
- **Controle pôr força, deslocamento ou tempo ;**
- **Manutenção de carga constante pôr tempo indeterminado ;**
- **Controle de velocidade por taxa de incremento de carga ;**
- Garras mecânicas, pneumáticas, motorizadas, etc. ;
- Extensômetros resistivos, potenciométricos, etc. ;
- Padrões para Calibração ;



Um *software* utilizado em máquinas de ensaios disponível no mercado (**TESC 1.06**)possui as seguintes características :

- Ensaios com manutenção de carga constante pôr tempo indeterminado ;
- **Ensaios com incremento linear de carga ;**
- Anisotropia ;
- Histerese ;

Alguns recursos do **TESC** :

- **Velocidade com taxa de incremento de carga ;**
- **Controle de movimentação através de força, deformação ou tempo ;**
- Manutenção de carga pôr tempo indeterminado ;
- **Várias rampas de velocidade pré seleccionadas durante o mesmo ensaio**
- **Controle de pontos aqisitados ;**
- Exportação de curvas ;
- Criação de variáveis e retas ;
- **Decisão de ações durante o ensaio ;**

As características principais do sistema, que estão em negrito são as que seriam naturalmente obtidas (pôr um custo menor) utilizando o sistema *Common Rail* .



Vale ressaltar, que com a utilização de sistema digitais no controle do sistema (o que é quase que uma imposição devido a interface *PWM*), torna o desenvolvimento de *software* que desempenhariam as mesma funções que o sistema *TESC* viáveis .

As figuras abaixo mostram algumas máquinas utilizadas em ensaios mecânicos de tração, bem como o aspecto de um software de controle de ensaio de tração :

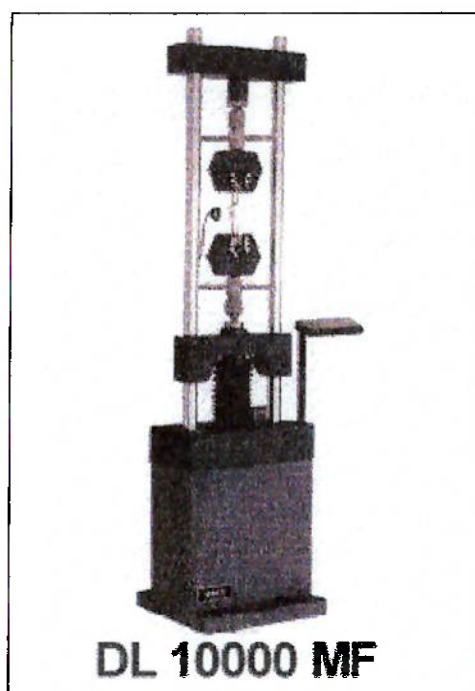


Fig 4.1 – DL 10000 MF

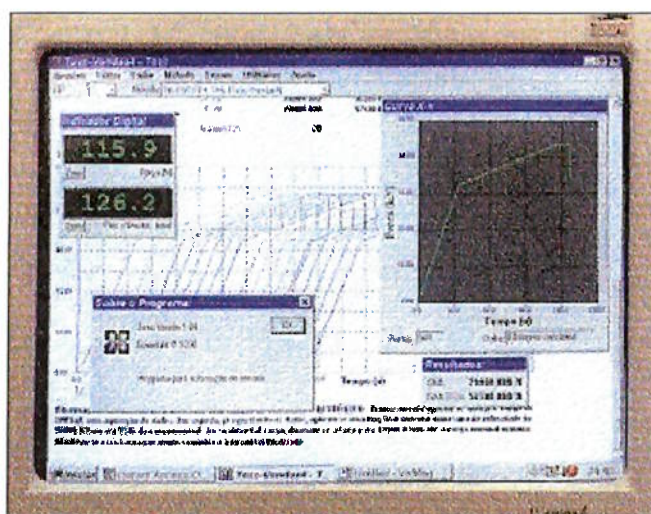


Fig 4.2 – Tesc 1.06 – *Software* de Automação de Ensaio Mecânico



Fig. 4.3 – MTS 500

Nota-se que as características que o sistema *Common Rail* desempenharia naturalmente no controle destes tipos de máquinas são conseqüência da necessidade de controle da quantidade de combustível injetado (Controle de Vazão), o que resulta em controle da velocidade do ensaio. Da necessidade de controle da pressão de injeção resultaria o controle da carga e do incremento desta.

De modo a cumprir as etapas referentes ao estudo de viabilidade e antes de iniciar o estudo de soluções é necessário que o problema de engenharia do projeto esteja totalmente identificado e formulado. As especificações das características técnicas do projeto consiste em um conjunto de requisitos funcionais, operacionais e construtivos a serem atendidos pelo produto .

A técnica de formulação de características é baseada considerando o produto como sistema que recebe entradas e produz saídas, gerando especificações técnicas do produto conforme ilustrado na fig - 4.4:



Fig. 4.4 – Formulação sistêmica das características do produto

Especificações de características típicas :

Considerando que o tema de trabalho é a análise da potencialidade de aproveitamento do sistema de Injeção *Common Rail* como elemento de controle de uma máquina acionada hidráulicamente, **as especificações do sistema devem atender se possível as especificações atingidas pôr sistemas servo – assistidos.**

A tabela abaixo apresenta os requisitos principais a serem atingidos :

Requisitos Funcionais	Especificação	Comentário
Velocidade de Ensaio	0,001-1000 mm/min ⁺	-
Precisão	Função da Resolução	-
Carga Máxima	$P_{\text{máx}} = 210 \text{ bar}^{++}$	Depende do diâmetro do pistão da máquina
Linearidade	5 %	-
Resposta em Frequência	$\approx 100 \text{ Hz}$	-
Resposta ao Degrau	50 ms	-
Vazão Nominal :	-	-
Simetria	10 %	Precisão de Injeção
Resolução	0.5 %	Precisão de Injeção
Histerese	3 %	Precisão de Injeção
Requisitos Operacionais	Especificação	Comentário
Durabilidade	10 anos	-
Confiabilidade	Nenhuma falha nos primeiros 2 anos	-



Os requisitos construtivos não cabem ser analisados tendo em vista que o produto é adquirido em sua forma definitiva, no entanto em virtude do sistema ser utilizado em veículos este deve ser leve ocupando o mínimo espaço possível .

Tendo sido encerrada a formulação das características do sistema, é necessário conceber, inventar, sintetizar soluções concretas . No entanto, para o produto em questão basta apenas compara-lo com os sistema hidráulicos (Servo – Válvulas) existentes no mercado.

Supondo que o produto (Sistema de Controle) após o funcionamento satisfaça os requisitos mínimos pretendidos o fator determinante para escolha de qual tipo de produto adotar seria o seu preço.

Neste ponto no entanto é fundamental lembrar que, em virtude de o produto ser utilizado predominantemente pela indústria automobilística o seu preço final é bastante conveniente em virtude da redução dos custos de produção .

Outra abordagem seria a comparação de desempenho do sistema com algum sistema de controle disponível no mercado. Na fig. 4-5 encontram-se as especificações do sistema ***TestStar da MTS.***

+O deslocamento volumétrico , velocidade de rotação da bomba de alta pressão e o diâmetro dos pistões de máquinas de ensaio mostraram-se mostram-se suficientes .

++Apesar de ser função do diâmetro a pressão de operação do sistema Common Rail é bem maior que os servo – assistidos (1400 bar)



TestStar Specifications

Parameter	Specification
Station Configuration	
TestStar IIs	1
TestStar IIm	up to 4 independent stations
Servo Control	
Control channels:	1 (TestStar IIs) Up to 8 (TestStar IIm)
Control modes:	Any connected transducer (typically load, strain, or displacement), calculation, and load-limited displacement for specimen loading
DDC Loop:	Update rate 6 kHz
Data Acquisition	
Resolution:	16 bit
Sample rate:	Up to 6 kHz sampling rate
Number of channels:	1 per internal conditioner; 6 per Analog Input Board All channels are simultaneous sample and hold
Signal Conditioners	
Resolution:	24 bit
Number of ranges:	Up to 4 per sensor
Data sample rate:	49.15 kHz
Program Generation	
Frequency range:	0.001 to 600 Hz
Waveforms:	Sine, triangle, ramp, and any user defined waveform
Maximum ramp time:	> 1000 years
Valve Drive - 2 Stage	
	Dual balance differential current source
Maximum output:	25 mA or 50 mA (selectable), ± 20 V across 1 k Ω load
Dither:	Adjustable, 0 to 5 Vp-p, frequency adjustable, 1 to 4915 Hz
Valve Drive - 3 Stage	
Maximum drive current:	50 mA ± 20 V
Dither:	Adjustable, 0 to 5 Vp-p, frequency adjustable, 1 to 4915 Hz
Excitation:	Balanced AC voltage output 100 mA max ± 20 V frequency set to 9.8 KHz
Input:	Differential AC coupled with adjustable gain and zero
Feedback:	Proportional and differential
Digital Universal Conditioner	
Excitation:	For resistive- or reactive-type transducers Balanced constant voltage or constant current 0 to 20 V (DC), supports 4- or 8-wire connections
Transducer ID cable:	Supports shunt calibration values Bridge balancing and completion for quarter- and half-urn bridges
Interlocks:	Excitation failure in hardware, conditioner saturation in software
Analog Inputs	
	16-bit resolution
Input channels:	8 inputs per option card
Input voltage:	22 Vp-p maximum
Analog Outputs	
Output channels:	8 outputs per option card
Output voltage:	± 10 V
Max load:	2000 Ω , 1000 pF
Built in outputs:	2 (TestStar IIs) None (TestStar IIm)



Parameter	Specification TestStar IIa	TestStar IIb
Digital I/O		
Input:	4 in/4 out On voltage = 2.7-13 V (DC) @ 0.5 mA min; Input Resistance = 3.2K	16 in/16 out (optional) On voltage = 2.7-26 V (DC) @ 0.5 mA min; Input Resistance = 2K
Output:	Open Collector, Open Emitter 30 V (DC) max V _{ce} (max) = 1 V @ 7.5 mA I _c (max) = 40 mA	Open Collector, Open Emitter 30 V (DC) max V _{ce} (max) = 1 V @ 6 mA I _c (max) = 20 mA
Hydraulics		
Hydraulic service manifold contact outputs:	1 A @ 24 V	1 A @ 24 V
HSM proportional output:	20 to 800 mA; 1 to 5 sec. ramp	20 to 800 mA; 2 to 4 sec ramp on; 0, 2, 4 sec ramp off
Run/stop contact outputs:	2 A at 30 V (DC)	2 A at 30 V (DC)
Digital Controller Dimensions (floor standing)		
Height:	43.7 cm (18 in)	61 cm (24 in)
Width:	12.7 cm (5 in) (22.1 cm with feet; 18 (16) cm with feet)	27 cm (14.5 in)
Depth:	50.8 cm (20 in)	66 cm (26 in)
Weight:	13.6 kg (30 lb)	45.4 kg (100 lb)
Environmental		
Temperature	5°C to 40°C (41°F to 104°F)	5°C to 40°C (41°F to 104°F)
Relative humidity	10% to 85%, noncondensing	10% to 85%, noncondensing
Power Input		
Input voltage*	100-120 V (AC), 220-240 V (AC), 47-63 Hz	100-240 V AC 47-63 Hz
Input surge	<15 A @ 115 V (AC) <30 A @ 230 V (AC), for 1/2 cycle	<100 A
Standby current	4 A @ 115 V (AC); 2 A @ 230 V (AC)	12 A @ 115 V (AC); 6 A 230 V (AC)
Circuit protection	Short circuit protection by duty cycle current feedback with automatic recovery	

Fig. 4.5 – Especificações do sistema *TestStar*

Vale ressaltar que as características dinâmicas apresentadas pôr este sistema encontram-se bem acima dos valores de outros concorrentes (**200 Hz – 300 Hz**). Como qualquer sistema deste tipo, este executa o ensaio de acordo com as normas, **ASTM E606 e E466** (ver 7.2).



5 Valor Econômico

O projeto de um produto deve ter como resultado um produto que seja compensador para todas as partes envolvidas : fabricante, vendedor e o comprador ou usuário . Talvez, seja nesta parte em que a utilização do sistema **Common Rail** como elemento de controle de máquinas seja mais vantajosa .

Segundo o fabricante do sistema o preço unitário da bomba é de **\$600** enquanto que servo – válvulas utilizadas em controladores hidráulicos máquinas de ensaio podem atingir a quantia de **\$4000**.

A maioria dos outros componentes que diferenciam ambas soluções de projetos não possuem diferença relevante de preço.

No entanto, devido as baixas velocidades de acionamento (**2mm/s**) conseqüente da reduzida vazão do sistema, pode ser necessário a utilização de um outro sistema de acionamento hidráulico para a aproximação do conjunto, o que no final das contas e o mesmo requisito necessário para um sistema servo – assistido.

No entanto, a solução de projeto que utiliza servo – válvulas, necessita de uma bomba hidráulica, cujo valor depende da potência da aplicação em particular. O sistema Common Rail necessita apenas de uma bomba bem mais simples e barata na sua admissão .



A utilização do sistema possibilita as seguintes vantagens :

Parte Envolvida	Vantagens	Comentário
Fabricante	Não é muito vantajoso	A demanda pôr este sistema seria menor comparada c/ o mercado automotivo
Vendedor	Aumento do Lucro	Função da diferença de preço envolvida
Usuário ou Comprador	Boa	O preço final seria menor Sistema mais compacto.



6 Máquinas de Ensaio

A maioria das máquinas de ensaio mecânico são dimensionadas para aplicar cargas constante ou que variam gradualmente (**ASTM E8 - 00**).

Estas máquinas podem ser utilizadas para ensaios estáticos de tensão, compressão, cisalhamento, flexão, dureza e ensaios de fluência.

Embora existam máquinas especiais estes teste podem ser perfeitamente realizados em uma máquina de testes universal .

Em uma máquina de acionamento mecânico a carga é aplicada no corpo de prova através do cabeçote móvel, o qual na maioria das máquinas move-se na direção vertical com o sentido de baixo para cima. Em um teste de compressão a carga sofre resistência pelo prato da máquina.

Em uma máquina hidráulica a carga é aplicada pelo movimento do pistão do sistema hidráulico, o qual pode ser ligado ao prato da máquina ou ao cabeçote móvel.

A fig. - 6.1 seguinte mostra de maneira esquemática os tipos de princípios sob o qual operam as máquinas. Em algumas máquinas hidráulicas a carga aplicada é uni-direcional, como se fosse de acionamento mecânico.

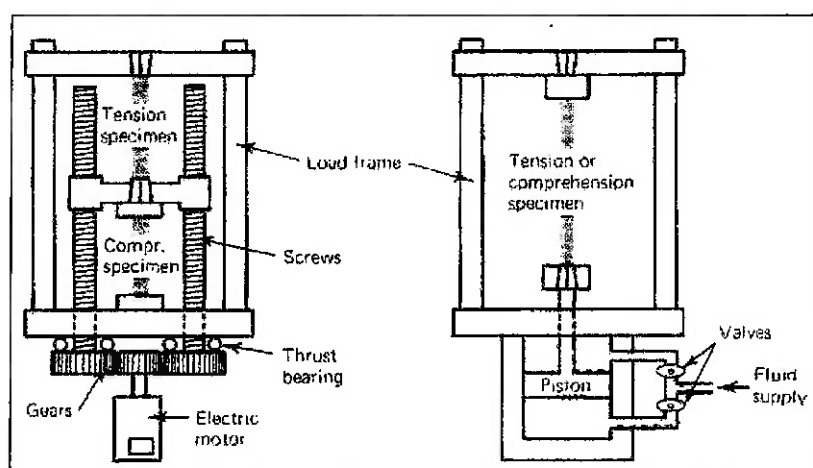


Fig. 6.1 – Tipos de acionamento de máquinas de ensaio

As modernas máquinas hidráulicas são silenciosas, possuem rápida aplicação de carga e excelente controle da taxa de aplicação de carga.

Em um tipo de máquina hidráulica a carga é aplicada pôr uma prensa hidráulica e a pressão desenvolvida medida pôr um cilindro hidráulico. O pistão principal é cuidadosamente ajustado e lapido, enquanto que o pequeno cilindro do sistema de pesagem possui rotação durante a operação da máquina, de modo a reduzir o atrito.

Em um outro tipo de máquina a carga é aplicada pela prensa é independentemente do sistema de pesagem .

Em alguns testes as máquinas não devem apenas exercer carga constante ou que varie lentamente. Alguns testes (**ASTM E466 - 96**) exigem que a carga mude sob um padrão pré – determinado.

Dentre os testes realizados incluem-se vários testes de resistência a fadiga utilizando corpos de prova ou componentes mecânicos. Máquinas que podem variar a carga ao longo da realização do teste são denominadas **Máquinas de Ensaio Dinâmico**, que normalmente são do tipo hidráulica .



Tal como nas máquinas de ensaio estático, nas máquinas de ensaio mecânico dinâmico hidráulicas, a carga é transmitida de um pistão acionado pôr fluido hidráulico pressurizado. Normalmente o teste é levado a cabo aplicando-se inicialmente uma carga estática, que então é variada ciclicamente.

Tal variação de carga é possível em virtude da existência de uma servo- válvula que controla o fluxo de óleo hidráulico de um pistão para o outro.

Sistemas de controle hidráulico permitem a execução de testes que seguem variados padrões (Cargas , Deslocamentos : senoidal, rampa). A carga aplicada pode prontamente ser medida prontamente pôr uma célula de carga e o deslocamento pôr um sistema pinhão cremalheira acoplado a um encoder.

A figura abaixo apresenta de maneira esquemática o sistema de controle hidráulico encontrado atualmente em máquinas de ensaio mecânico, de maneira resumida é este sistema que pretende-se substituir pelo sistema **Common Rail de injeção** .

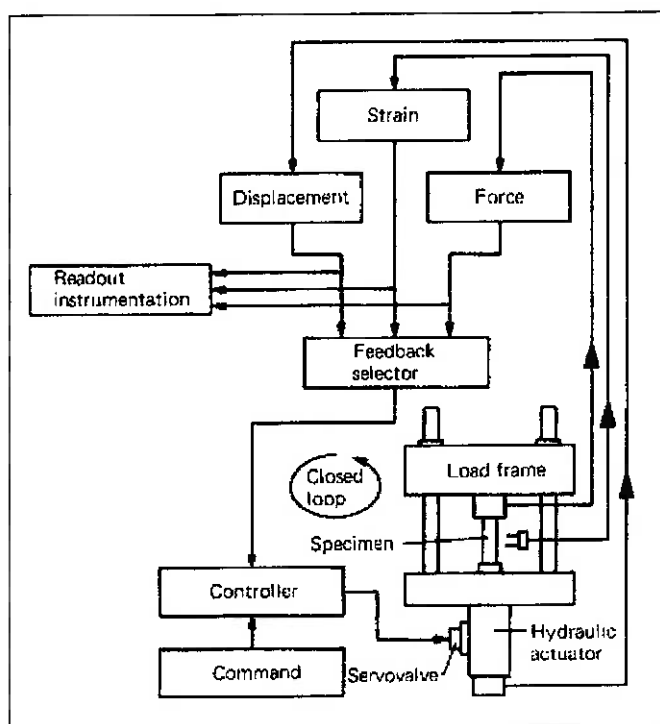


Fig. 5.2 – Esquema de um sistema servo – controlado hidráulicamente



A figura abaixo apresenta o sistema de controle hidráulico utilizado pela *MTS* fabricante de máquinas de ensaio :

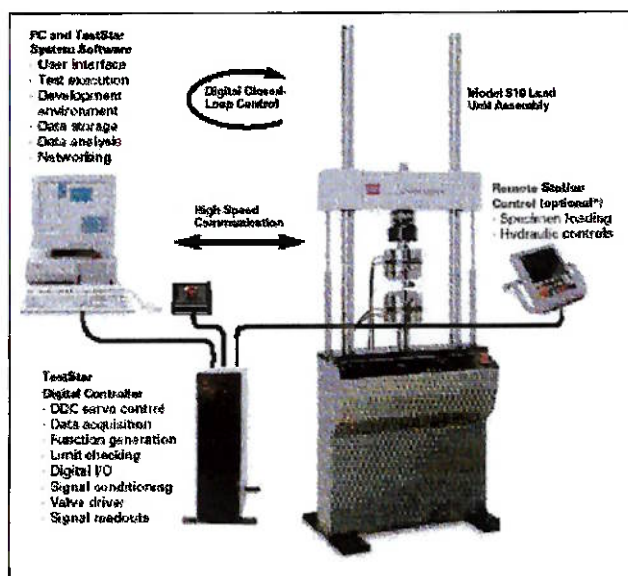


Fig. – 5.3 – Sistema de controle de ensaios da MTS



Ensaio Axial de Fadiga

Introdução

Ensaio dinâmico pode ser entendido como uma carga periódica aplicada a um corpo de prova, de modo a se entender o comportamento do material sob condições similares de carregamento.

Existem muitas maneiras de se levar a cabo testes de fadiga. Os corpos de provas mais utilizados são cilíndricos, com seção circular ou retangular sujeitos a uma carga axial aplicada através de uma máquina eletronicamente controlada.

Máquinas de ensaio servo – hidráulicas são bastantes comum, devido ao fato destas máquinas oferecerem confiabilidade e controle estável das condições necessárias ao ensaio.

Cargas variantes no tempo são necessárias ao estudo do comportamento em fadiga do material ou componente, conseqüentemente alguns tipos de forma de onda são utilizadas para simular as condições de utilização do material.

Inúmeros componentes de máquinas são submetidos a cargas cíclicas (eixo de um motor, pôr exemplo), deste modo formas de onda senoidais são as mais populares. Ondas triangulares e quadradas também são utilizadas.

O controle digital destas máquinas oferece as condições necessárias para a geração das referidas formas de ondas. É possível simular "formas de onda" com amplitude aleatória de modo a se aproximar ainda mais das condições de trabalho.



Os corpos de provas podem ser carregados de diferentes formas, usando algumas das já mencionadas formas de onda. O teste de fadiga mais simples é conhecido como "**Push – Pull**", no qual o corpo de prova é carregado pôr tensão e compressão com a mesma intensidade de modo que a média da carga ao longo do tempo mantém-se nula.

Quando a carga aplicada tem a amplitude de intensidade suficiente, o estado de tensão do corpo de prova pode superar o escoamento do material ensaiado, de modo que devida as deformações plásticas induzidas o fenômeno de **Histerese**, perda de energia devido as deformações plásticas, leva o gráfico Tensão X Deformação apresentar o aspecto da figura abaixo.

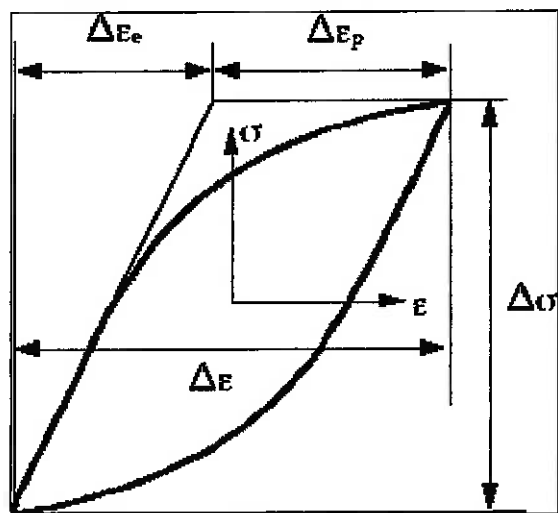


Fig. 7.1 – Histerese

A sofisticadas eletrônica disponível atualmente nas máquinas de ensaio oferecem uma ampla variedade de abordagens do ensaio axial de fadiga sendo as mais comuns as relacionadas abaixo.



- Controle de Carga :
 - ♦ " **Push – Pull** " : É utilizada para estudar as respostas do material sob carregamento cíclico, conforme figura abaixo. Normalmente é superposta uma carga média a forma de onda original ;

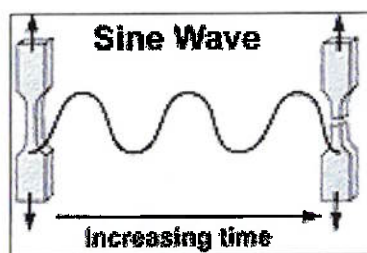


Fig.:7.2 Ensaio Dinâmico "Push-Pull"

- ♦ Carregamento em Rampa : o corpo de prova é carregado através de uma forma de onda senoidal cuja amplitude é modulada pôr uma rampa .
- Controle de Deformação :
 - ♦ Controle Total de Deformação : A deformação do corpo de prova, que é geralmente medida pôr um extensômetro, é obrigada através de um loop de controle a seguir a forma de onda definida. A deformação total, largura da figura de **histerese**, é mantida dentro de limites. Uma deformação média pode ser imposta a forma de onda original ;
 - ♦ Controle da Deformação Plástica : Esta é uma versão mais simples do primeiro tipo de teste na qual a deformação plástica do corpo de prova é mantida constante.

Sistemas controlados através de servo mecanismos hidráulicos podem aplicar cargas na faixa de 1 Kgf até 10.000.000 Kgf . As frequências de trabalho podem ser valores muito baixos até **200 Hz** ou mais. As amplitudes de deslocamento podem ir de



poucos micrômetros até **250 mm**. Tais parâmetros de desempenho devem ser alcançados pelo sistema ***Common Rail*** de modo que este desempenhe o papel dos sistemas de controle disponíveis no mercado.



Norma ASTM E466

A referida norma trata da prática de ensaios de amplitude constante em testes de fadiga de materiais metálicos. No item 7 da referida norma especifica-se o equipamento necessário para a realização do ensaio. Segundo esta o ensaio dinâmico de fadiga pode ser realizado nas seguintes máquinas :

- Mecânica (Eixo excêntrico, parafusos de potência, massas girantes) ;
- Eletromecânica ou Magneticamente acionada ;
- Hidráulica ou Eletrohidráulica ;

A máquina deve entretanto, garantir que a forma e amplitude sejam mantidas ao longo da realização do teste.

As máquinas devem possuir sensores de força (Amplitude Constante de Força), a força aplicada ao longo do ensaio deve ser monitorada continuamente desde a primeira aplicação da carga. **A amplitude da tensão aplicada deve possuir um erro de 2% com relação ao valor desejado.**

Freqüências de Ensaio

A faixa de freqüências na qual não existe influência da freqüência utilizada no resultado do ensaio varia conforma o material ensaiado. A faixa típica para materiais metálicos situa-se entre 10^{-2} e 10^{+2} Hz, na qual a maioria dos resultados são obtidos. **De maneira geral, dentro desta faixa a resistência a fadiga do material permanece constante.**



8 Desenvolvimento da Interface PWM

Introdução

Injetores controlados eletronicamente são dispositivos que injetam combustível quando energizados. A maioria destes dispositivos possuem alimentação de tensão constante, de modo que cabe a um dispositivo a ser projetado o papel de chavear a bateria.

Em função da especificação exigida pelo fornecedor do sistema (Bosch), a tensão de alimentação sobre a bobina da bomba deve ser uma onda quadrada de **12 V** com frequência de **180 Hz**.

Para efetuar o controle do sistema é necessário modular a largura de pulso da tensão de alimentação, o que exige a implementação de uma interface PWM (**Pulse Width Modulation**).

Princípio de Funcionamento

Normalmente, em motores DC por exemplo, o controle da velocidade corresponde a controlar a tensão aplicada em seus terminais. Apesar de diferente o controle PWM é bastante simples. Trata-se de um chaveamento de uma tensão fixa aplicada nos terminais do motor, em uma frequência suficientemente alta para que a rotação não seja interrompida.

O controle da tensão efetivamente aplicada no motor é realizado variando-se o período em que a tensão fixa é aplicada (*on-time* t_{on}) em relação ao tempo em que não há tensão (*dead-time* $T - t_{on}$). Em forma matemática :

$$V(kT) = \int_{kT}^{(k+1)T} V(t) dt = V_o t_{on} / T ;$$

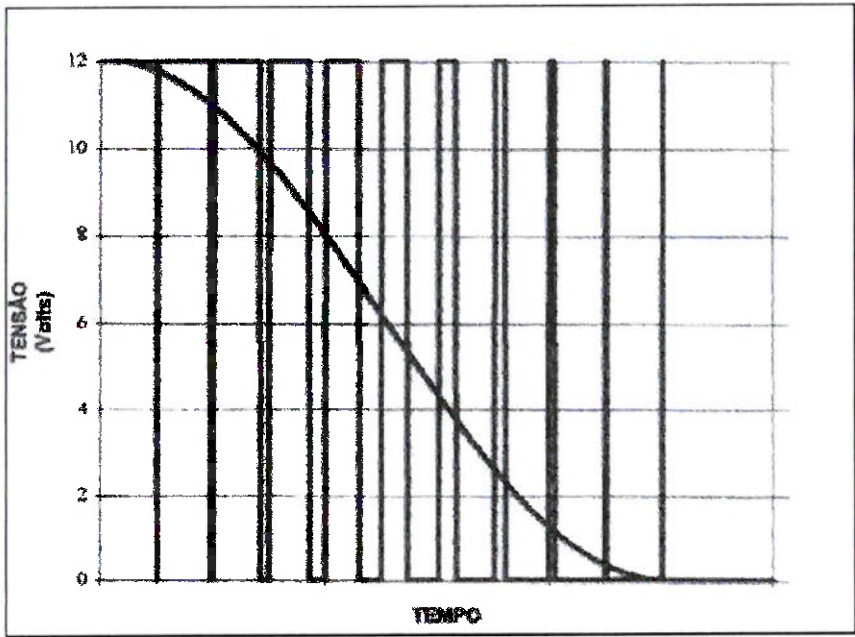


Fig. 8.1 – Princípio de Funcionamento

O funcionamento do controle PWM está ilustrado na fig. 8.1. A modulação da largura de pulso pode ser feita através de um circuito lógico, com contadores, ou então através de um chip especializado, que modula tensão DC em PWM. O chip selecionado foi o **SG3524**.

A corrente de acionamento máxima da bobina ZME é da ordem de **2 A**, no entanto o SG3524 possui uma corrente de saída (**Collector output Current**) da ordem de **100 ma**, de forma que o uso de transistores torna-se necessária. A fig. 8.2 mostra como deve ser montado este circuito, utilizando-se transistores **MOSFETs (IRF840)**.



Além disso para evitar a sobre - tensão resultante da carga indutiva do motor, sobre o terminal *Drain* do MOSFET quando este é cortado, utiliza-se um diodo de proteção SBYV28 (1ns) em paralelo com a bobina ZME.

É necessário ainda que o circuito de acionamento da bomba proteja a bobina de correntes maiores que **2A**, de modo que torna-se necessário montar um dispositivo que corte o circuito para correntes altas.

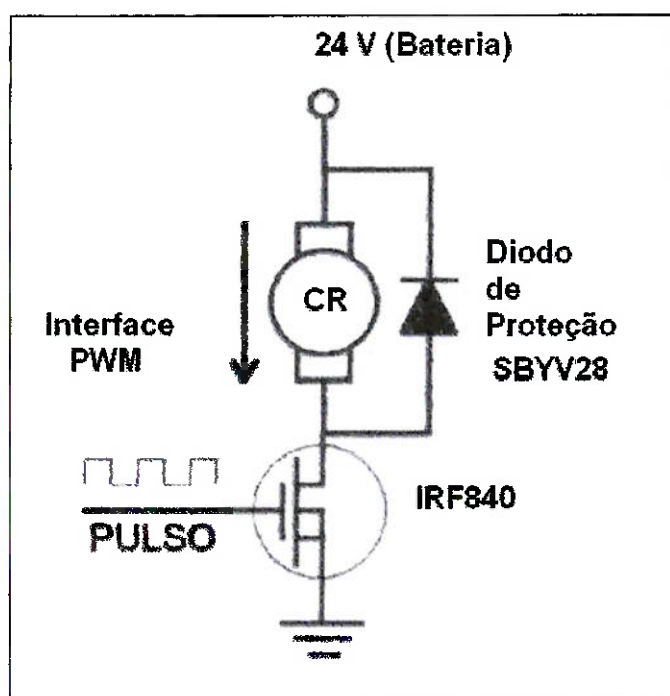


Fig. 8.2 – Acionamento da ZWE

SG3524

O SG3524 possui um comparador de tensão que compara a tensão de controle com a tensão no terminal do capacitor C_T . A saída do comparador será um impulso de nível lógico 1 sempre que a tensão de controle for inferior ao do capacitor. Este sinal entra na porta NOR juntamente com o sinal *blanking pulse* proveniente do oscilador e também com a saída do *Flip-Flop* "clockado" por este mesmo pulso. O resultado final pode ser observado na fig. 8.3, onde o sinal de saída indicado é a entrada do transistor *IRF840 (no circuito montado BC253)*.

Observa-se ainda que a *largura do pulso pode no máximo atingir 50%* da largura máxima em cada transistor . *No entanto, como as duas saídas são defasadas de 180 graus usamos as duas em conjunto (Curto- Circuitadas) para obter controle total da modulação (0% a 100%), conforme está representado no esquema geral da interface PWM (fig. 8.4) .*

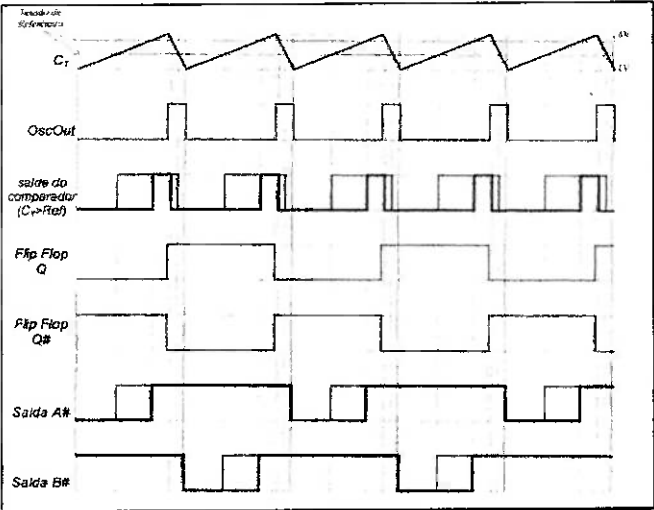


Fig. 8.3 – SG3524

Frequência de Chaveamento

A frequência de chaveamento do SG3524 pode ser regulada da combinação de um resistor (R_T) e um capacitor (C_T). Tal frequência calcula-se por :

$$F_c = 1.15 / (R_T C_T) ;$$

Onde .:

R_T : Kohms

C_T : μF

F_c : kHz

No circuito utilizado adotou-se para satisfazer a exigência de **200 Hz** da bobina ZME, $R_T =$
70 Kohms $C_T = 0.1. \mu F$

Funcionamento da Interface

No circuito apresentado na fig. 3.4 a tensão de controle no pino **+IN** deve variar de **1 V (0 %)** a **4 V (100 %)**, que corresponde a uma faixa de variação do conversor de **0 a 100%** do ciclo de trabalho.

O circuito deve preferencialmente ser alimentado com tensão **Vcc = 5 V**, conforme no circuito, em virtude do excessivo aquecimento deste quando conectado aos **12 V** de uma bateria, tal problema de alimentação pode ser resolvido com a implementação de um divisor de tensão.

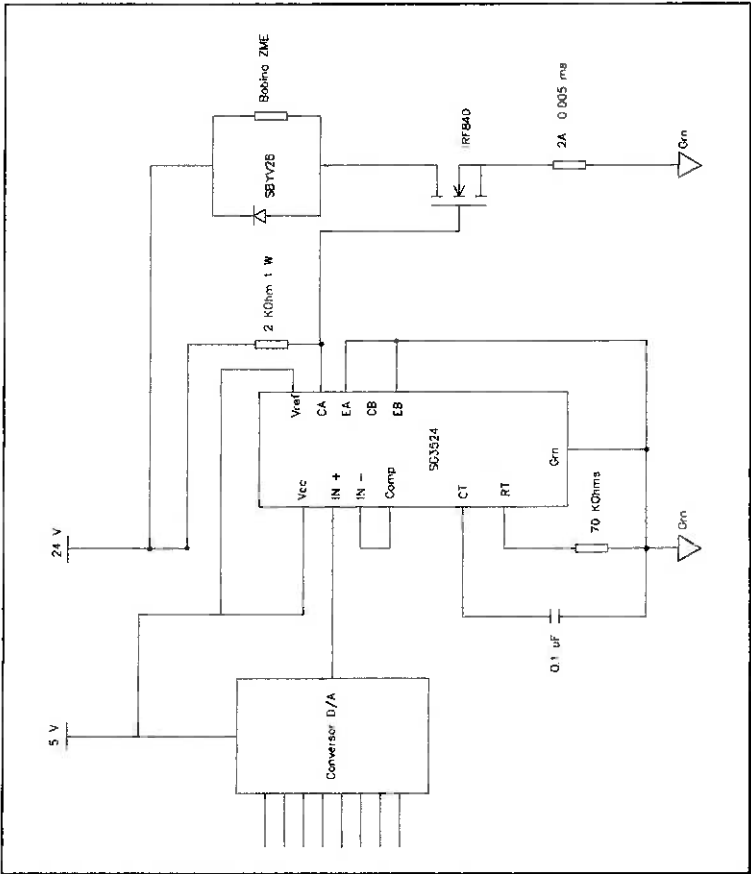


fig.8.4 – Esquema geral da interface *PWM*

O circuito integrado de modulação de pulso SG3524 ainda possui entradas que interrompem o pulso de chaveamento caso a tensão nestas entradas seja superior a 200 mV, o que pode ser utilizado para limitar a corrente chaveada pelo transistor através de um resistor em série com a bomba, de tal modo que quando a corrente máxima passando pelo circuito de chaveamento da bomba produz uma queda de tensão maior que 200 mV sob os terminais do circuito integrado.

O princípio de funcionamento do circuito de acionamento da válvula alimentadora da bomba injetora pode ser implementado de duas maneiras, segundo norma da **ASME** referente ao assunto. O circuito de acionamento da válvula da bomba pode ser através de um controlador PWM chaveando sozinho o transistor de acionamento da válvula da bomba ou através de um circuito Peak – Hold cujo princípio de funcionamento baseia-se na figura a seguir.

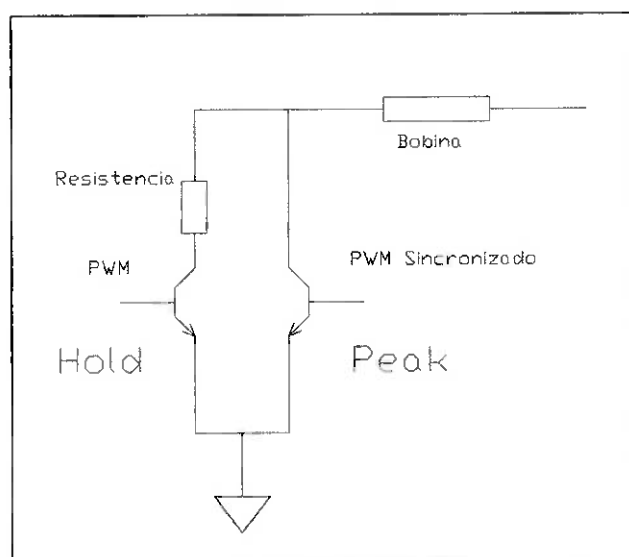


fig.8.5 – Circuito de acionamento do tipo Peak - Hold



No circuito acima, os transistores de potência devem ser acionados por dois circuitos de modulação de pulso que devem funcionar necessariamente em sincronia. ***A sincronia entre os circuitos de acionamento é conseguida através da ligação de ambos controladores de pulso através da saída OscOut .***

Um dos circuitos que deve ser ajustado para operar como Master cuja frequência do pulso de chaveamento deve ser exatamente a frequência de acionamento da bomba. O circuito seguinte deve operar como escravo do primeiro e ter o valor da constante $R_t \cdot C_t$ ajustada de tal maneira que este valor seja aproximadamente o dobro do referido produto ajustado do circuito principal (Master).

Ligando-se os circuitos da maneira indicada obtém-se dois pulsos sincronizados porém com controle da largura de pulso independentes. Com este recurso em mãos, é possível acionar o circuito de Peak, cuja resistência total tem baixo valor, por um período fixo de tempo determinado por um divisor de tensão ajustado convenientemente na entrada de controle de pulso (**IN+**) do PWM escravo.

Obviamente o tempo de acionamento do circuito de Peak deve ser comparativamente mais curto que a largura de pulso utilizada, devendo tal intervalo de tempo ser suficiente para o rápido acionamento da válvula de admissão da bomba **CP3.2**.

Simulação da Interface

De modo a simular o comportamento da bomba em diferentes regimes de trabalho, deve-se descobrir o modelo matemático que melhor represente o circuito de acionamento.

A princípio, de acordo com a forma de onda da corrente de acionamento, medida durante o funcionamento da bomba **CP 3.2**(ciclo de trabalho de **34.3%**), fornecida na figura abaixo, é possível que o circuito de acionamento seja somente um **PWM**.

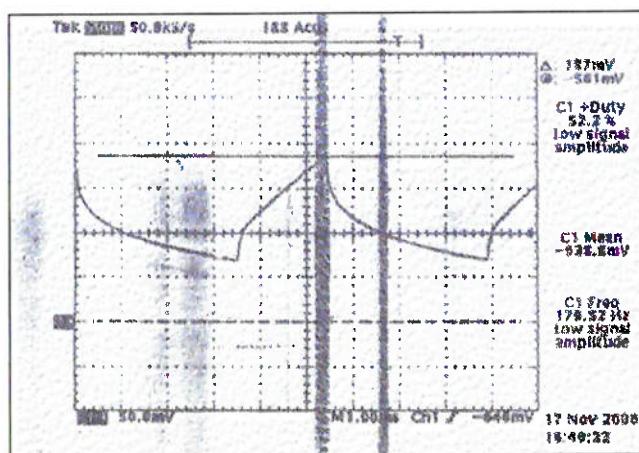


Fig. 8.6 – Sinal de acionamento

Os níveis de corrente alcançados foram de **1.86 A de corrente máxima** e **0.73 A de corrente mínima**. Abaixo, mostra-se o modelo matemático adotado, bem como o respectivo resultado obtido. Ressalta-se que este modelo, ajustado para um ciclo de trabalho de **34.3%**, consegue representar com certa correção o sinal de corrente em outros ciclos de trabalho, porém quando a bomba possui vazões baixas, surgem erros de **8%** nos valores de pico.

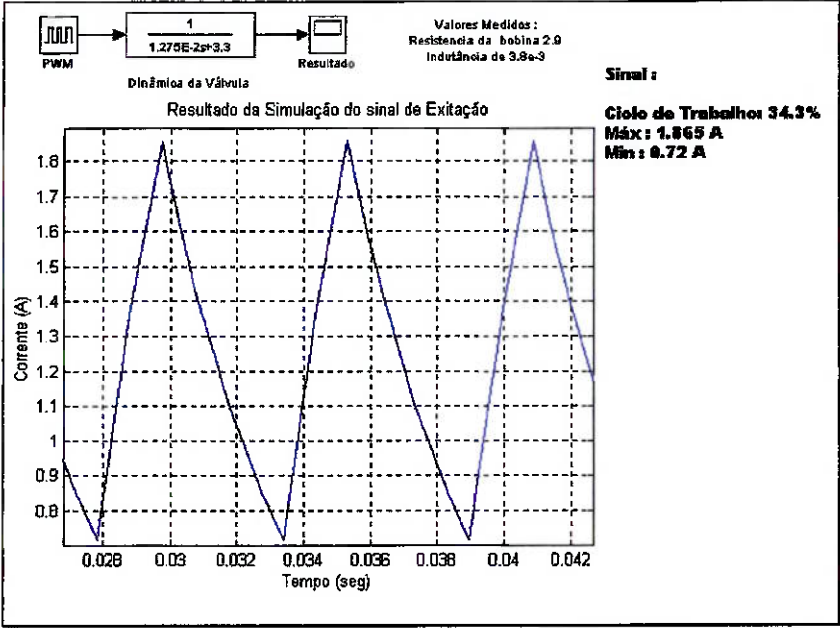


Fig. 8.6 – Simulação do sistema de acionamento. c/ ciclo de trabalho de 34.3%

O modelo adotado consegue reproduzir as tensões de pico (**Max. e Min.**) com um erro de **1%**, porém não mostra o comportamento real em virtude de possuir uma indutância fixa (**1.275e-2 H**) e maior que a medida (**3.8e-3 H**), em virtude de que a medida da indução da bobina foi realizado sob um sinal de baixa voltagem e de alta frequência, conforme recomendado pôr norma (**1 KHz**).

Este sinal de medida não possui potência suficiente para retirar a válvula de sua posição. Desta forma, o entreferro resultante do deslocamento da válvula durante o seu curso de trabalho não influenciou no resultado da medida da indutância.

Assim, o sistema de primeiro grau que representa a dinâmica da válvula durante seu curso de trabalho, deve ter como valor de indutância um valor médio ao longo do seu deslocamento, obviamente diferente do valor medido.

A fig. 8-7 mostra o resultado da simulação do mesmo sob um ciclo de trabalho de **26.6%**.

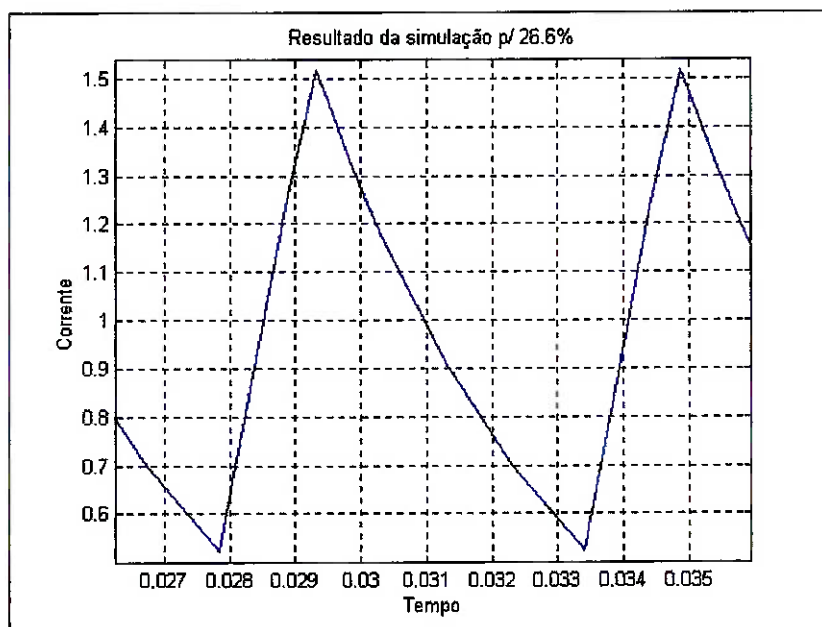


Fig. 8.7 – Sinal de acionamento c/ ciclo de trabalho de 26.6%

A diferença entre os valores reais e medidos para este ciclo de trabalho é de **2%**.

Com o objetivo de representar a mudança de indutância da bobina ao longo do curso de sua válvula, adotou-se um modelo que utiliza três valores de indutância ao longo do curso, **$4.3e-3$, $8.6e-3$ $1.34e-2$ H**, no qual o ciclo de trabalho pertinente aos dois primeiros valores de indutância são respectivamente, **0 a 2.5% e 2.5 a 5%**. ***Desta vez, as indutâncias utilizadas aproximaram-se do valor medido de 3.8 H.***

Os valores de tensão de pico encontrados no modelo indutância variável, cuja figura encontra-se abaixo, são essencialmente os mesmos do modelo anterior, este no entanto tem a vantagem de representar de maneira mais precisa a forma de onda real.

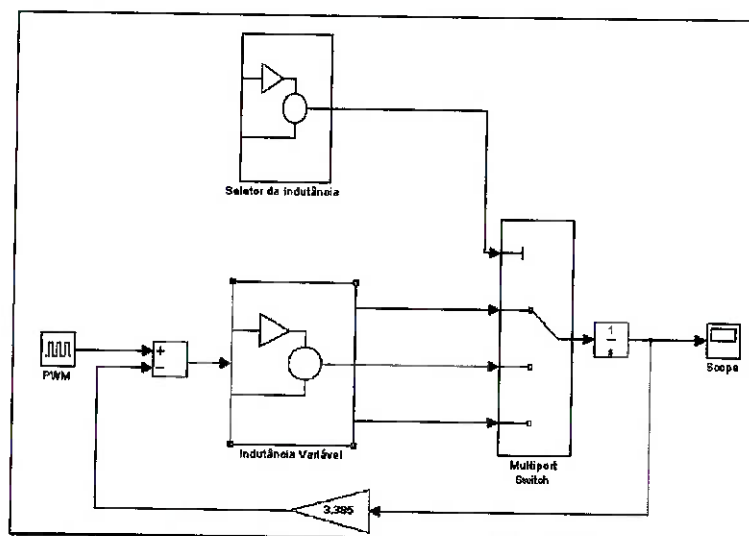


Fig. 8.8 – Diagrama de blocos do modelo de indutâncias variáveis

Abaixo, mostra-se a forma de onda obtida para um ciclo de trabalho de **34.3%** .:

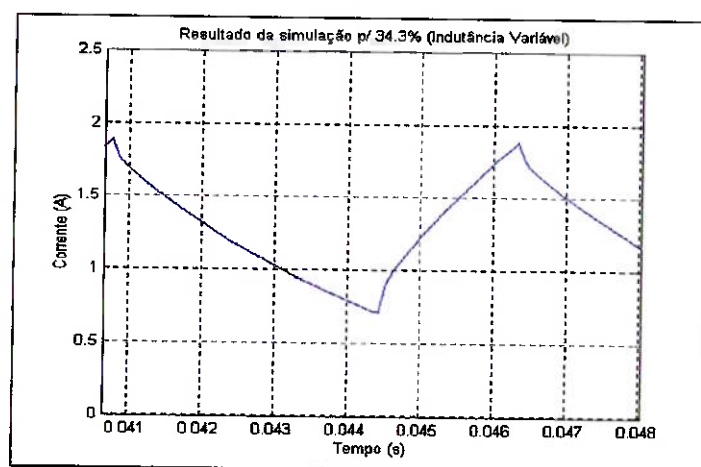


Fig. 8.9 – Sinal de acionamento simulado p/ modelo de indutância variável ciclo de 34.3%

Apesar do modelo de indutância variável apresentar um desempenho pior do que o modelo de indutância fixa em altas vazões, **5% de erro**, este mantém o valor do erro baixo em pequenas vazões, **2%**. De forma resumida o segundo modelo apresentado conseguiu melhores resultados.



Abaixo, mostra-se a forma de onda obtida para um ciclo de trabalho de **37.7%**.

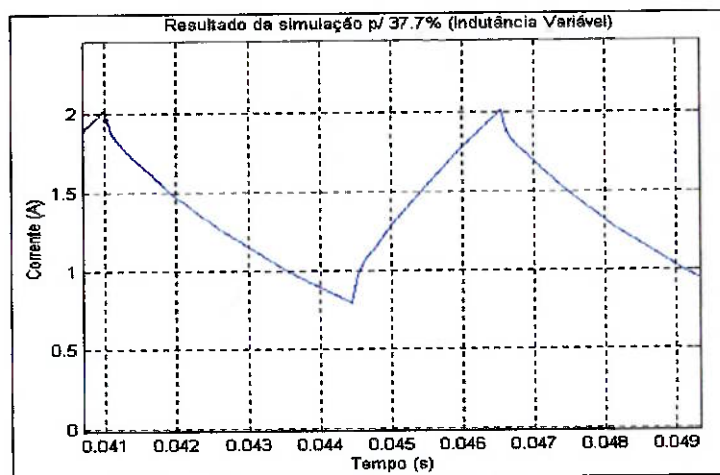


Fig. 8.10 – Sinal de acionamento simulado p/ modelo de indutância variável ciclo de 37.7%

Vale mencionar que ainda fica faltando a realização de ensaios ao longo de todo o ciclo de trabalho de modo a relacionar o ciclo trabalho com a corrente média. Na próxima seção, mostra-se a relação entre a corrente média e a vazão da bomba.

Resposta em Vazão

Após mostrar como varia a corrente de acionamento em função do ciclo de trabalho é necessário mostrar como varia a vazão da bomba em função da corrente de acionamento.

Na fig. 8-11, mostra-se a vazão da bomba em função da corrente média para a rotação de **3500 rpm e 500 rpm**.

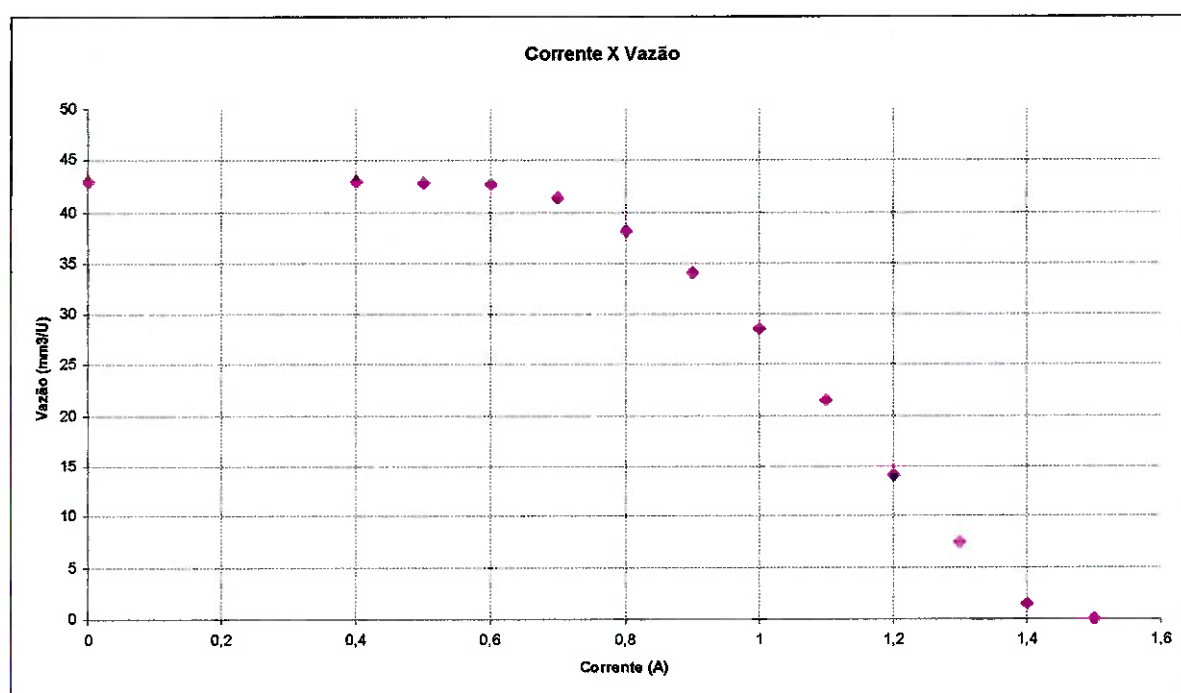


Fig.8.11 – Vazão da bomba em função da corrente média de acionamento **3500 rpm**

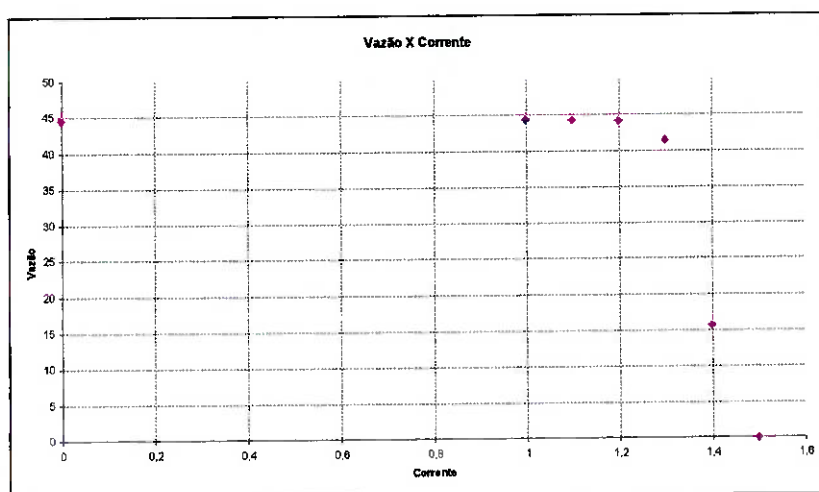


Fig.8.12 – Vazão da bomba em função da corrente média de acionamento **500 rpm**

Em função do gráfico gerado na fig. 8.11, pode-se estimar o ganho da da bomba, conforme figura abaixo, nota-se desta o **comportamento aproximadamente linear entre 0.6 a 1.2 A**:

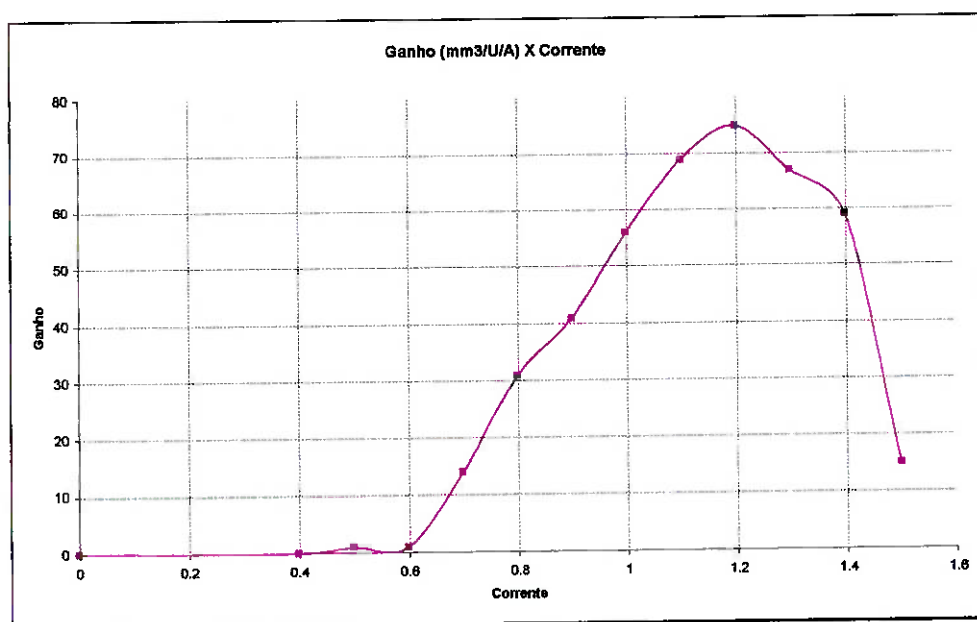


Fig.8.12 – Ganho da bomba (mm³/U/A) em função da corrente média de acionamento **3500 rpm**



9 Sensores e Painel Amplificador de Sinais

Em função da necessidade de monitoração e controle de todo ensaio de tração deve – se escolher os sensores adotados para aquisição e posterior tratamento de sinais :

- **Encoders : Velocidade do ensaio ;**
- **Célula de Carga : Força .**

No entanto, dentro da perspectiva de se realizar o *retrofitting* deste tipo de máquina, serão utilizados sensores que já estão disponíveis no equipamento, em virtude destes possuírem características estáticas e dinâmicas de acordo com a aplicação planejada .

Dentro deste contexto, o painel de amplificação **MVD2555** mostra – se adequado no papel central de interligar os sensores ao computador de modo a realizar a aquisição de dados.

O painel de amplificação de medição **MVD2555 (DIN 43700)** mostra-se de boa utilidade para aquisição de dados (Célula de Carga), bem como posterior tratamento dos mesmos, cuja origem são sensores passivos.

Suas principais características são :

- **Transdutores :**
 - ♦ **Strain gauges de meia ou ponte completa ;**
 - ♦ **Transdutores indutivos, potenciométricos, piezoresistivo, indutivos de meia e ponte completa ;**
 - ♦ **LVDT ;**
- **Display alfa numérico de 10 caracteres ;**
- **Interface serial RS232 .**





A figura abaixo mostra o diagrama de blocos para o **MVD2555** :

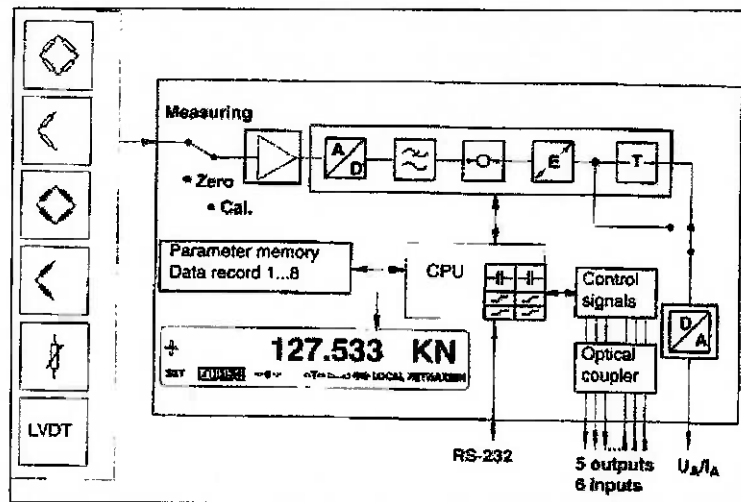


Fig 9.1 - Diagrama de blocos *MVD255*

Conectando os Transdutores

A conexão dos sensores é realizada através do conector tipo D de 15 pinos na parte traseira do painel do amplificador conforme a fig. 9.2 :

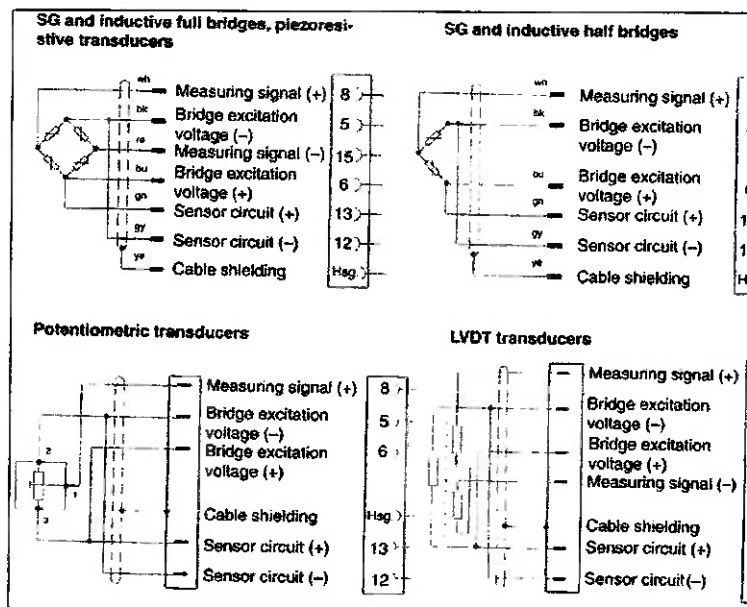


Fig 9.2 - Conexões



Quando utilizando transdutores de quatro conexões , é obrigatório ligar o circuito dos sensores com o correspondente circuito de excitação (**pino 5 - pino 12 , pino 6 - pino12**).

Saídas Analógicas

A saída analógica do painel amplificador está compreendida entre **+/-10V** ou **20ma** nos terminais 1 e 2. A escolha entre limitação de corrente ou tensão é determinada através da disposição dos **jumpers** na placa mãe do painel amplificador, a figura a seguir mostra a disposição física das saídas analógicas (fig-9.3) :

Pin	Function	Pin	Function
1	Output signal (V/I)	10	Not assigned
2	Output signal (ground)	11	Synchronisation (+)
3	Limit value 1	12	Synchronisation (-)
4	Limit value 2	13	Remote 1 (...)
5	Limit value 3	14	Remote 2 (...)
6	Limit value 4	15	Remote 3 (...)
7	Warning	16	Remote 4 (...)
8	Ground	17	Remote 5 (...)
9	External supply voltage 24V=	18	Remote 6 (...)

Fig 9.3 – Saídas Analógicas

Saída Serial

Na parte traseira do painel amplificador existe uma saída serial **RS232** para conexão a um terminal ou computador para possíveis ajustes de parâmetros ou amostragens de medidas.

**Dados Técnicos**

A seguinte tabela resume os dados pertinentes ao painel amplificador :

<i>TIPO</i>	<i>UNIDADE</i>	<i>MVD255</i>
Alimentação	V , mA	115/230 , 200/100
Freq . Portadora	Hz	4800 +/- 0.32
Excitação da Ponte	V	1 ou 2.5
<i>Freqüências :</i>		
Bessel	Hz	200 (Tx. Amos. 1200)
ButterWorth	Hz	200 (Tx. Amos. 1200)
Sensibilidade	%	0.04/0.1
Saída Analógica	V , mA	+/-10 , +/-20
Tempo de Resposta	Ms	3.4 *

**Bessel e ButterWorth > 1.25 Hz*



10 Projeto e Simulação do Servo – Mecanismo Hidráulico

O projeto e simulação do servomecanismo hidráulico necessário para o acionamento de máquinas de ensaio tem por objetivo levantar o comportamento dinâmico deste servomecanismo e compará-lo com o desempenho do sistema *Common Rail* quando acionando esta mesma máquina.

Para realizar o projeto do servomecanismo, é necessário levantar primeiramente as características dinâmicas da máquina a ser acionada.

Rigidez

É necessário estimar a rigidez da máquina acionada para que se obtenha um modelo aproximado do carregamento sob qual estará submetido o servo-sistema, bem como comparar a rigidez desta com os corpos de prova normalmente utilizados.

Admite-se previamente que esta rigidez pode ser modelada através de uma constante de mola equivalente. Desta maneira, com a constante de mola equivalente determinada pode-se estimar a frequência natural de vibração do sistema. Assim, divide-se o sistema em dois conjuntos, conforme a fig. 10-1:

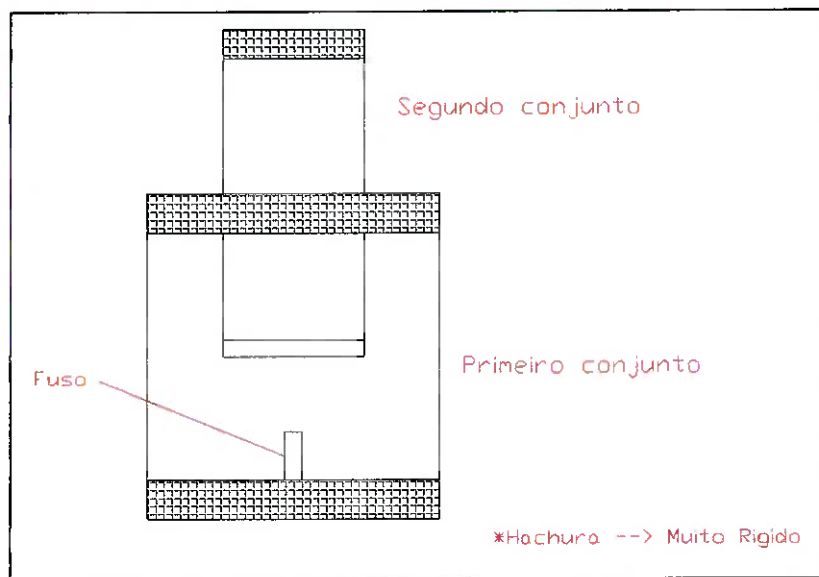


Fig.10.1 – Conjunto do sistema.

O modelo equivalente de cada conjunto é mostrado nas seções seguintes:

Primeiro conjunto :

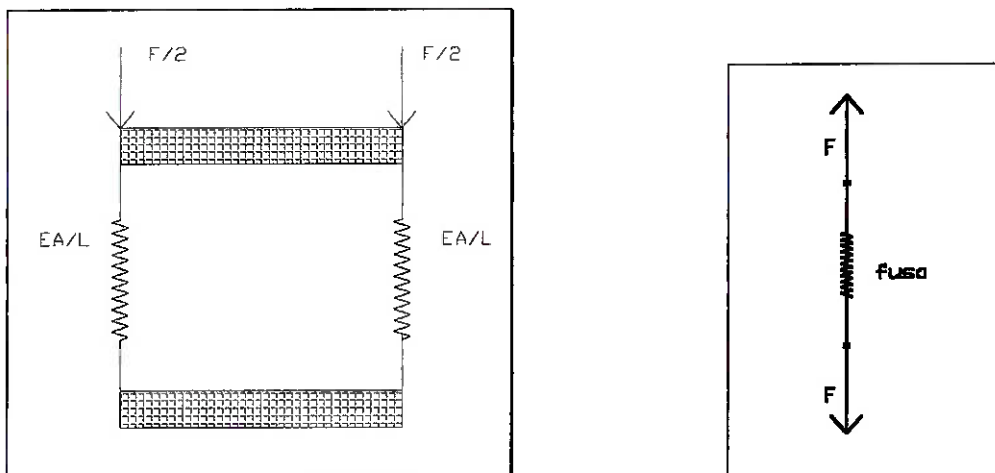


Fig.10.2 – Rigidez do fuso do quadro.



Onde as molas equivalentes de cada parte do conjunto valem :

$$K = \frac{EA}{L} ;$$

Utilizando valores medidos diretamente na máquina, obtém-se a rigidez do primeiro conjunto (K_1) e do fuso (K_{fuso}):

$$K_1 = \frac{2 \cdot E \cdot A_{barra}}{L_{barra}} = \frac{2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot \left(\frac{75}{1000}\right)^2}{4 \cdot 1.7} = 1091472.4 N/mm ;$$

$$K_{fuso} = \frac{E \cdot A_{fuso}}{L_{fuso}} = \frac{210 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot \left(\frac{55}{1000}\right)^2}{4 \cdot 0.5} = 997848.4 N/mm ;$$

Desta maneira, a rigidez total do primeiro conjunto é determinada através da combinação de K_1 e K_{fuso} :

$$\frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{fuso}} \Rightarrow K_{total} = 521281.1 N/mm ;$$



Segundo conjunto :

O segundo conjunto, cujo modelo é o pórtico mostrado abaixo, teve sua rigidez determinada através da simulação do carregamento no **software** de elementos finitos **SAP90**.

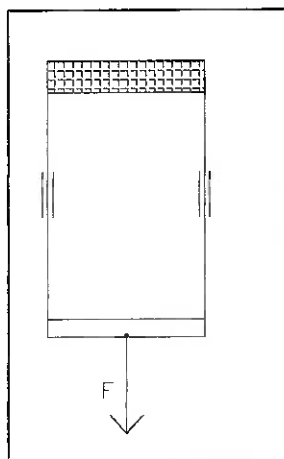


Fig.10.3 – Segundo conjunto

A estrutura modelada no software **SAP90**, mostrada na figura acima, apresentou para um carregamento de 1000N um deslocamento vertical de $0.14 \cdot 10^{-5}$ o que produz uma rigidez de:

$$K_{2_total} = \frac{1000}{0.14 \cdot 10^{-5}} = 714285.7 N/mm ;$$

Para a determinação desta rigidez, adotou-se um modelo para o módulo superior da máquina de ensaio. Sob este elemento obteve-se três seções, cujos momentos de inércia foram utilizados para o modelo de elementos finitos do quadro da máquina de ensaio, obviamente as seções em balanço utilizadas para ensaio a dobramento não entram no cálculo da rigidez

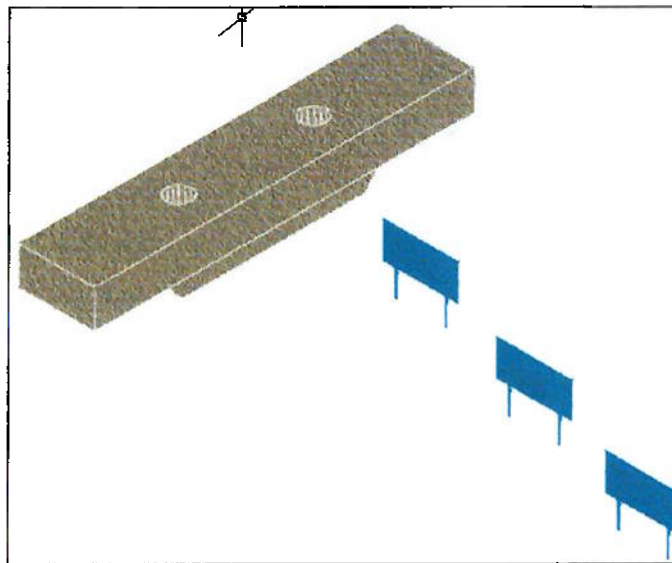


Fig.10.4 – Mesa do quadro

As seções tiveram seus momentos de inércia calculados sendo os seus valores todos iguais, conforme mostra a figura a seguir :

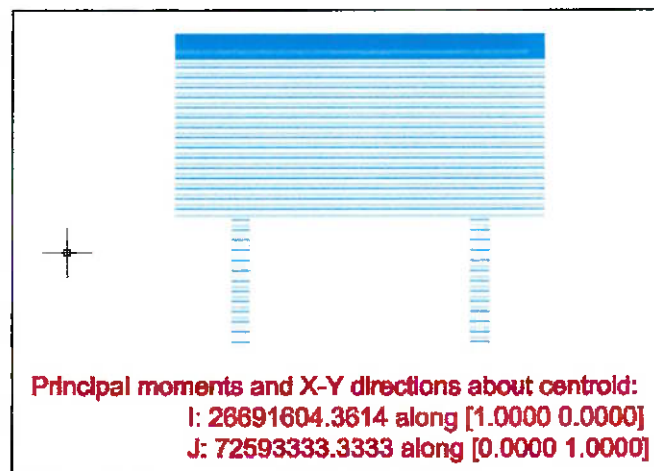


Fig.10.5 – Seção da mesa

O valor procurado do momento de inércia da seção inferior do segundo conjunto do quadro, conforme a figura é:

$$I_{xx}=26691604.3 \text{ mm}^4;$$



Este valor é 40% maior que o valor máximo da frequência de ensaio de fadiga recomendado por norma **AST466**.

Obviamente para se determinar a rigidez final deve-se em cada caso levar em conta a rigidez do corpo de prova que está sendo ensaiado.

Exemplificando, para um corpo de prova de 10 mm de diâmetro com 100 mm de comprimento :

$$K_{\text{corpo}} = \frac{EA_{\text{corpo}}}{L_{\text{corpo}}} = \frac{210 \cdot 10^9 \cdot (\pi \cdot 0.01^2)}{4 \cdot 0.1} = 164933 \text{ N/mm};$$

Deste modo a rigidez equivalente da máquina durante o ensaio fica :

$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_{\text{corpo}}} + \frac{1}{K_{\text{total}}} \Rightarrow K_{eq} = 106593 \text{ N/mm};$$

O que leva a frequência natural do ensaio ao valor:

$$\omega_{\text{ensaio}} = \sqrt{\frac{K_{eq}}{M}} = 516 \text{ rad/s} \cong 82 \text{ Hz};$$

Ficando evidente a influência da rigidez do corpo de prova sobre a frequência natural do sistema.



Servo – Mecanismo Hidráulico

Segundo Viersma, servosistemas hidráulicos encontram larga aplicação em máquinas de ensaio de fadiga onde o controle de força é essencial. No entanto, segundo o autor não existe um estudo claro e completo sob o comportamento dinâmico de atuadores de carga.

Uma das razões exposta pelo autor é, a vasta variedade de atuadores e estruturas a serem acionadas que existem. Obviamente, a estrutura de uma prensa, máquina de ensaios de fadiga ou uma máquina simples de ensaio estático são completamente diferentes.

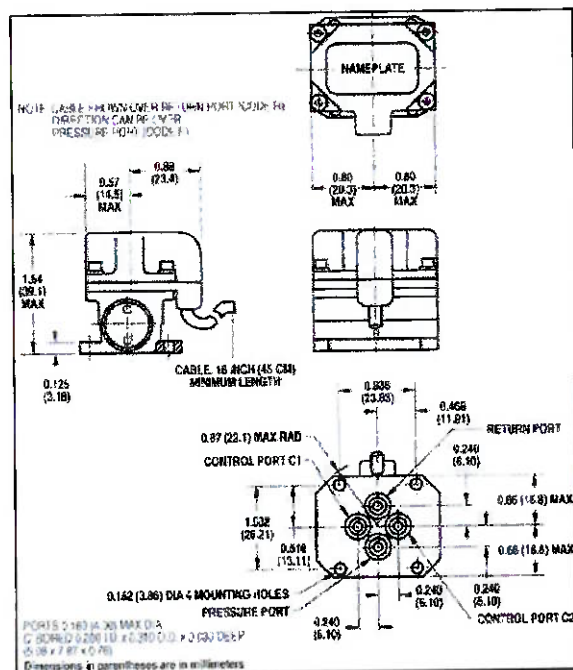


Fig 10.7 – Servoválvula Moog



A figura acima mostra a servovalvula eletro - hidráulica escolhida de acordo com a vazão nominal necessária. Os sub - sistemas desta válvula a serem analisados são :

- Primeiro Estágio de Amplificação ;
- Conjunto Carretel Motor.

Na figura a seguir estes sistemas são apresentados fisicamente :

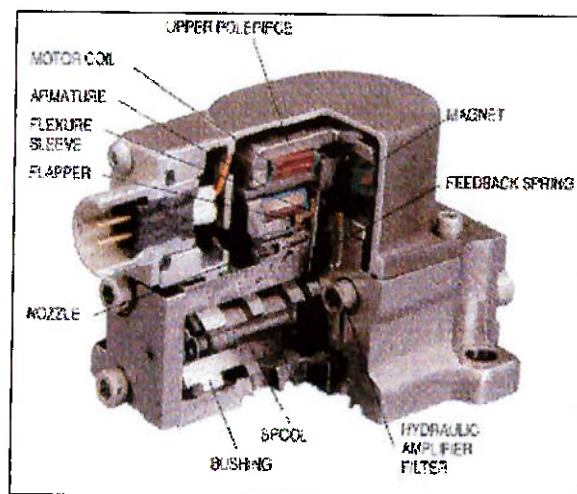


Fig 10.8 – Servoválvula Moog em corte

Abaixo mostra - se o carretel em sua luva juntamente com o filtro do amplificador hidráulico, além do comportamento Vazão - Corrente da servo - válvula:

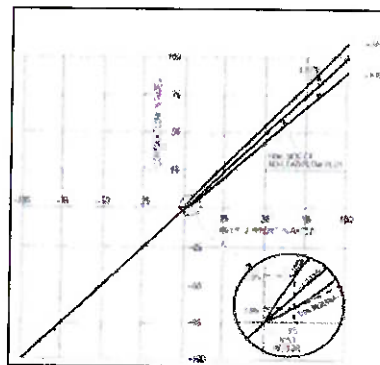
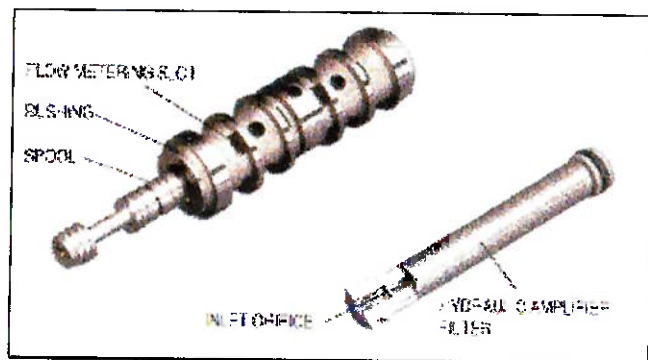


Fig 10. 9 – Carretel e diagrama deslocamento carretel X Vazão

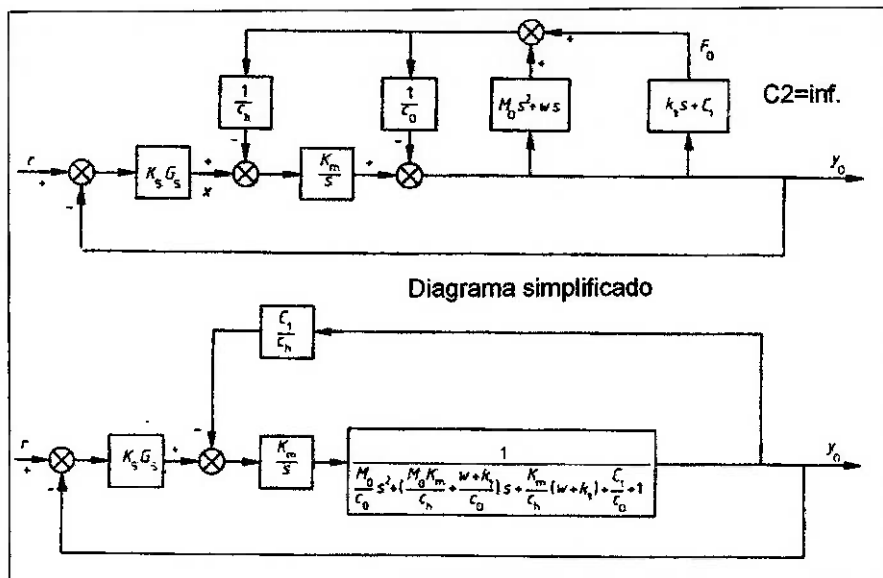


Fig 10.11 – Modelos simplificados do servossistema e seu carregamento

De acordo com os diagramas valem as seguintes funções de transferência :

$$\frac{y_0}{y_1} = \frac{k_1 s + C_1}{M_1 s^2 + (k_1 + k_2)s + (C_1 + C_2)};$$

Bem como as seguintes relações entre as forças :

$$F_0 = (M_1 s^2 + (k_1 + k_2)s + (C_1 + C_2)) \cdot y_1;$$

$$F_0 = (k_2 s + C_2) \cdot y_1;$$

Segundo o autor existem pelo menos 4 possibilidades de controle, através da implementação das seguintes realimentações:

- Controle de posição, através da realimentação de y_0 e y_1 ;
- Controle de carga (F_0 e F_1), por meio de transdutores de carga.

A escolha do tipo de realimentação a ser adotado depende da aplicação. A simplificação adotada no projeto será conforme acima adotando para os parâmetros C_2 e K_1 , os seguintes valores :

$$C_2 = \infty ;$$

$$K_1 = 0 .$$

Deste modo, o esquema resultante que leva em conta o fato de que a máquina a ser acionada possuir cilindro de simples efeito é o que se segue abaixo :

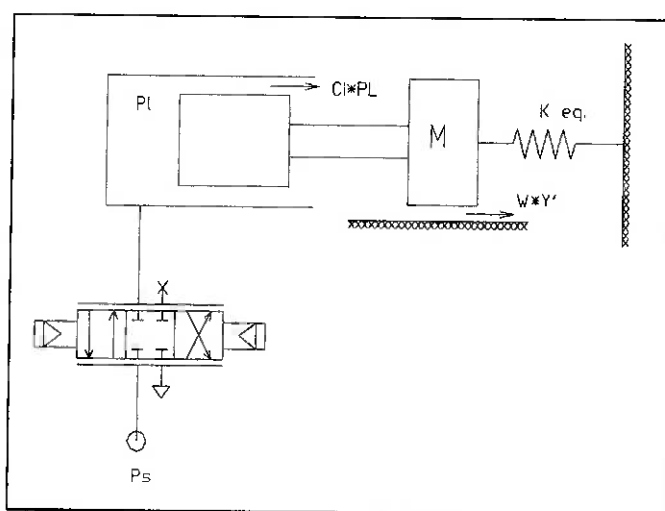


Fig 10.12 – Modelo do acionamento da máquina de ensaio

Da figura acima K_{eq} é o valor estimado de rigidez, obviamente levando em conta a rigidez do corpo de prova em particular a ser ensaiado. Esta rigidez equivale no esquema ao parâmetro K_1 , sendo ainda o valor de C_1 na referida ilustração equivalente ao parâmetro w da figura acima.

Em virtude do pistão da máquina de ensaio escolhida ser de simples efeito, a linearização necessária para se obter as características da servoválvula não pode ser realizada em torno do ponto de carga, posição do carretel e vazão nulas.



É necessário levar em consideração que segundo o esquema montado para o acionamento da máquina, ao longo de um ensaio haverá uma pressão média não nula em torno da qual o ensaio se realizará, seja este um ensaio dinâmico ou estático.



Linearização

O ponto em torno do qual deve-se proceder a linearização é o seguinte :

$$Q_I=0 \quad X_V=0 \quad P_I=P_{m\acute{e}dia}$$

onde: Q_I = Vazão da servoválvula para carga;

X_V = Deslocamento do Carretel da Servoválvula;

P_I = Pressão sob a carga

As características hidráulicas das servoválvulas comerciais, no caso *Moog Série 31*, que são fornecidas referem-se ao ponto de carga nula, conforme mostrado na tabela abaixo :

Typical Parameters for Series 31*	
i = torque motor current	± 10 ma
x_s = spool displacement	± 0.015 in max
Q_v = servovalve control flow	± 4 gpm
K_1 = torque motor gain	0.025 in-lbs/ma
K_2 = hydraulic amplifier flow gain	$150 \frac{\text{in}^3/\text{sec}}{\text{in}}$
K_3 = flow gain of spool/bushing	$1030 \frac{\text{in}^3/\text{sec}}{\text{in}}$
A = spool end area	0.026 in ²
k_f = net stiffness on armature/flapper	115 in-lbs/in
k_w = feedback wire stiffness	16.7 in-lbs/in
b = net damping on armature/flapper	$0.016 \frac{\text{in-lbs}}{\text{in/sec}}$
I_f = rotational mass of armature/flapper	$4.4 \times 10^{-6} \frac{\text{in-lb-sec}^2}{\text{in}^2/\text{sec}^2}$
$\omega_n = \sqrt{\frac{k_f}{I_f}}$ natural frequency of first stage	814 Hz
$\zeta = \frac{1}{2} \frac{b}{k_f} \omega_n$ damping ratio of first stage	0.4
$K_v = \frac{K_2 K_3}{k_f A}$ servovalve loop gain	840 sec^{-1}

Fig 10.13 – Valores típicos servoválvula moog série 31



Observando com mais cuidado os dados apresentados, a vazão de controle da servoválvula **4 gpm**, que pode ser estimada da mesma tabela através de:

$$Q_v = K_3 \cdot X_v ;$$

Onde os valores da expressão referem-se aos da tabela. Esta vazão aplicada em um cilindro de **160 mm** normalmente encontrado em máquinas de ensaio, produz uma velocidade de **12 mm/s** o que dispensa um circuito hidráulico de aproximação do cilindro.

Em contrapartida, o sistema *Common Rail CP 3.2* ($0.677 \text{ cm}^3/\text{rot}$), quando aplicado a este tipo de máquina produz velocidades da ordem de **2 mm/s** o que pode exigir a presença de um circuito hidráulico, obviamente bem simples, de posicionamento para a maior produtividade da máquina. A versão *CP 3.3*, com deslocamentos pôr rotação da ordem de $1.087 \text{ cm}^3/\text{rot}$ produz velocidades da ordem de **3.3 mm/s**

Desta maneira, o objetivo da linearização em torno do ponto médio de operação é obter as novas características hidráulicas em função dos seguintes parâmetros:

- Características no ponto de carga nula (fornecidas pelo fabricante);
- Ponto de Operação ($P_{i_média}$) .

Para o estudo do comportamento dinâmico do sistema é necessário que se determine as características do primeiro estágio de amplificação e do conjunto carretel motor.

Na verdade, o ponto de linearização depende da máquina e do corpo de prova ensaiado; no cálculo dos parâmetros do sistema e controlador o valor do ponto médio adotado será o ponto ótimo de trabalho da servo-válvula. Porém o sistema quando simulado para uma condição de carregamento escolhida deve ser simulado com a condição de carregamento médio do ensaio.

**Conjunto Carretel - Motor**

A equação que descreve as curvas de pressão - vazão para a aplicação em questão é obtida da análise da figura abaixo :

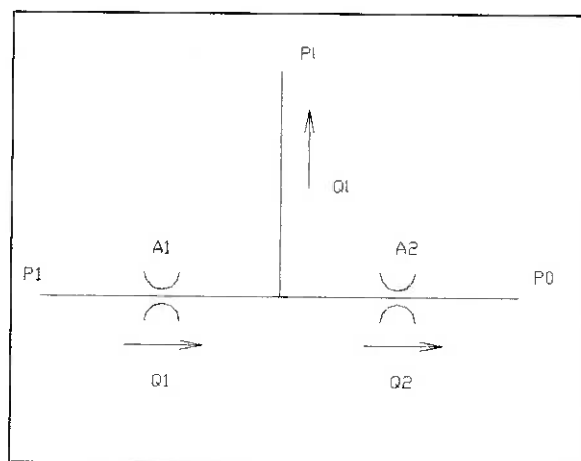


Fig 10.14 - Modelo do diagrama pressão X vazão

Desta figura :

$$Q_1 - Q_2 = Q_l = Cd \cdot A_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_l)}{\rho}} ;$$

onde :

$Cd = 0.61$ (Coeficiente de descarga);

$A_1 =$ Área ;

$P_s =$ Pressão de Alimentação ;

$P_l =$ Carga .

A expressão pode ser posta como uma série de Taylor em torno do ponto de operação em particular :

$$Q_l = Q_{l1} + \frac{\partial Q_l}{\partial x_v} \nabla x_v + \frac{\partial Q_l}{\partial P_l} \nabla P_l + \dots ;$$



Se a operação do dispositivo é mantida em torno do ponto de linearização, os infinitesimais de ordem superior são desprezíveis de modo que :

$$Q_l = Q_{l1} + \frac{\partial Q_l}{\partial x_v} \nabla x_v + \frac{\partial Q_l}{\partial P_l} \nabla P_l ;$$

Assim defini-se os seguintes coeficientes :

$$\text{Ganho de Vazão : } K_q = \frac{\partial Q_l}{\partial x_v} ;$$

$$\text{Coeficiente de Pressão : } K_c = -\frac{\partial Q_l}{\partial P_l} ;$$

Da equação que descreve as curvas de Pressão - Vazão :

$$K_q = \frac{\partial Q_l}{\partial x_v} = C_d w \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_l)}{P_s}} ;$$

Nota-se que na expressão resultante é possível identificar o ganho de vazão na região de carga nula, assim obtemos o ganho de vazão em função deste ganho em carga nula (K_{q0}), e o ponto de operação ($P_{l_médio}$):

$$K_q = \frac{\partial Q_l}{\partial x_v} = K_{q0} \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_{l_médio})}{P_s}} ;$$

O valor de K_{q0} é fornecido pelo fabricante e vale (Moog Série 31):

$$K_{q0} = 1030 \frac{\text{in}^3 \text{s}}{\text{in}} ;$$

Utilizando novamente a equação de Pressão - Vazão:

$$K_c = -\frac{\partial Q_l}{\partial P_l} = \frac{C_d w x_v \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_l)}{\rho}}}{2 \cdot (P_s - P_l)} ;$$



Em virtude do ponto de linearização adotado ($x_v = 0$) o valor resultante de K_c é nulo, entretanto este valor não reflete a realidade, de modo que uma nova abordagem é necessária para a determinação de K_c .

Wuest determina teoricamente expressões para o escoamento laminar através de orifícios (*sharp-edged orifices*). O resultado obtido para um orifício retangular de altura b e largura w , onde $w \gg b$ é :

$$Q = \frac{\pi \cdot b^2 \cdot w}{32\mu} (\Delta P) ;$$

onde :

ΔP = Diferença de Pressão no orifício ;

Q = Vazão pelo orifício ;

Aplicando esta relação para a geometria da válvula em particular :

$$Q_l = \frac{\pi \cdot r_c^2 \cdot w}{32\mu} (\Delta P) , K_{c0} = \frac{\pi \cdot r_c^2 \cdot w}{32\mu} ;$$

onde :

r_c = Folga radial entre o carretel e a luva ;

μ = Viscosidade Dinâmica .

w = Gradiente de área .

Utiliza-se valores tipicamente encontrados para servo - válvulas comerciais :

$$r_c = 0.0002 \text{ in} ; \quad \mu = 2 \cdot 10^{-6} \text{ lb-sec/in}^2 .$$

Finalmente, para o cálculo do coeficiente de pressão é necessário a estimativa do gradiente de área (w) através do Ganho de Vazão em carga nula, conforme mostrado abaixo :

$$w = \frac{K_{q0}}{C_d \sqrt{\frac{P_s}{\rho}}} ;$$



Em virtude da relação linear entre a vazão e pressão no cálculo do coeficiente de pressão, este coeficiente mantém-se inalterado com a linearização fora do ponto nulo assim :

$$K_{c0} = K_c ;$$



Primeiro Estágio de Amplificação

Em virtude das forças de acionamento necessárias para o controle de vazão, servo válvulas eletro - hidráulicas geralmente possuem mais de um estágio de amplificação em virtude da capacidade limitada de acionamento dos motores de torque .

O primeiro estágio de amplificação possui os seguintes componentes principais:

- Motor de Torque;
- Amplificador Hidráulico;
- Válvula Carretel.
- A figura abaixo ilustra os componentes acima mencionados :

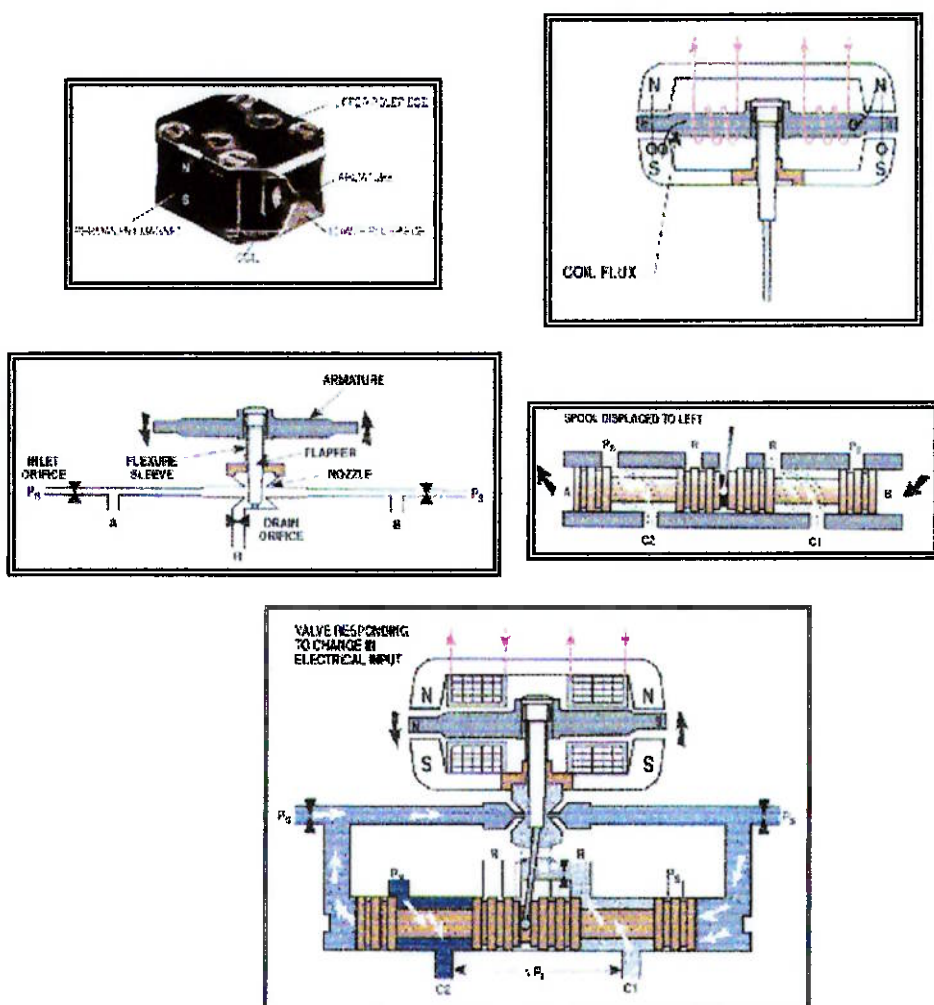


Fig 10.15 - Componentes do primeiro estágio de amplificação

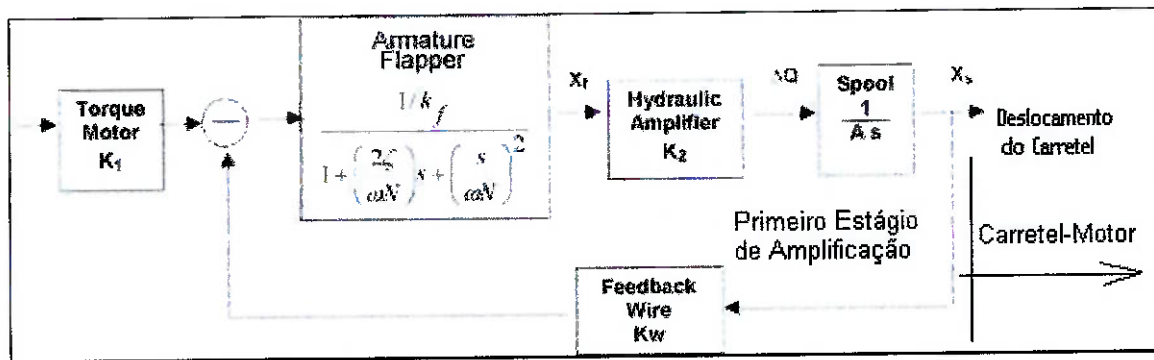


Fig 10.17 – Diagrama de blocos do primeiro estágio

Segundo o fabricante, estes parâmetros quando simulados da maneira sugerida no diagrama de blocos acima, produzem resultados compatíveis com a resposta em frequência da válvula ensaiada com $P_1 = 0$, mostrada na figura abaixo.

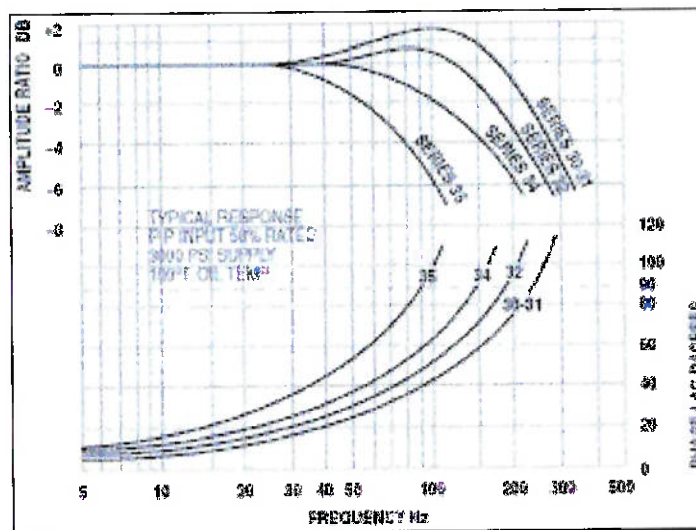


Fig 10.18 – Diagrama de blocos do primeiro estágio

Diagramas de Bloco

O diagrama de blocos do conjunto carretel – motor apresentado, depende da determinação dos valores dos coeficientes C_h , C_o e K_m , que são dados em função de K_q , K_c através das seguintes relações :

$$C_h = \frac{K_q \cdot A_p}{K_{c_total}} ; \quad C_o = \frac{A_p^2 \cdot \beta_e}{A_p \cdot L + V_L} ;$$

$$K_m = \frac{K_q}{A_p} ; \quad K_{c_total} = K_c + C_i ;$$

onde :

β_e = Módulo de Rigidez do Fluido ;

C_i = Coeficiente de Vazamento Interno ;

V_L = Volume das redes de alimentação do cilindro ;

A_p = Área do Pistão do Cilindro ;

L = Comprimento do Cilindro de Óleo ;

K_m = Ganho de Velocidade.

O valor do coeficiente de vazamento interno C_i é calculado utilizando a figura abaixo extraída da figura abaixo :

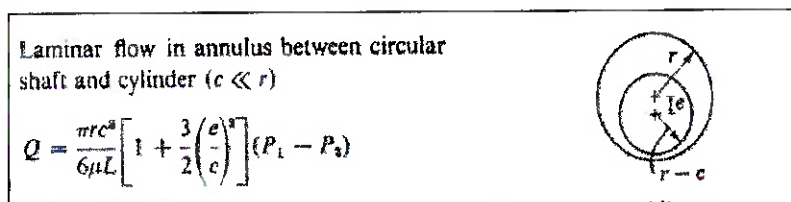


Fig 10.19 – Cálculo de C_i

Da figura acima :

$$C_i = \frac{\pi \cdot r \cdot c^3}{6 \cdot \mu \cdot L} ;$$

Onde supõem – se que a excentricidade do pistão da máquina é nula .

Em função dos valores acima determinados pode-se calcular a frequência natural e o amortecimento do conjunto carretel – motor através das seguintes expressões :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_o}{M}} ;$$

$$\zeta = \left[\frac{K_{c_total} \cdot M}{A_p^2} + \frac{w \cdot (A_p \cdot L + V_l)}{\beta_e \cdot A_p^2} \right] \cdot \omega_o ;$$

Devido a dependência do amortecimento do sistema aos pequenos valores valor de C_f e K_c deve-se conforme mostra a figura abaixo, modificar o valor do K_c da servovalvula através da utilização de um *By – Pass* ligando a descarga da servo-válvula ao tanque através de uma válvula de redutora de vazão, de modo que o fator de amortecimento obtido gire em torno de 0.4.

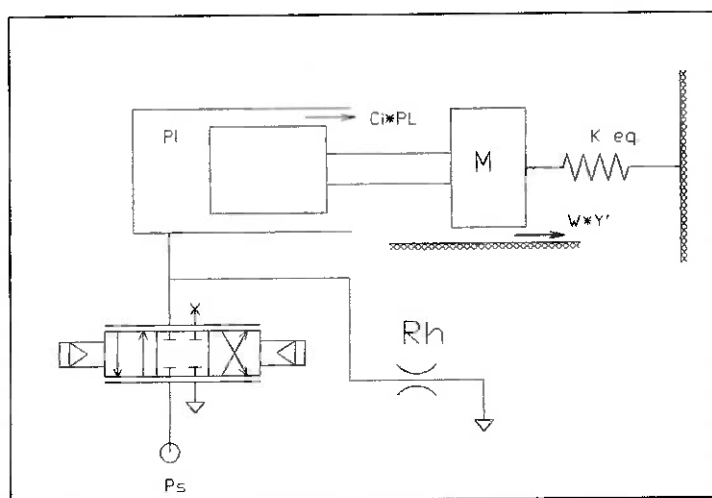


Fig 10.20 – introdução de amortecimento pôr By- Pass



O valor escolhido de **0.4** para o fator de amortecimento foi escolhido em função de um bom controle proporcional, que exige o valor de β em torno de **0.3 a 0.7**. A válvula de By-Pass produz um “vazamento” (Leakage - Flow) que dará ao motor uma velocidade adicional dada pela expressão abaixo :

$$\Delta \dot{y} = \frac{\Delta P_l}{RhA_{pistão}};$$

Utilizando-se esta fórmula, define-se :

$$H_m = \frac{1}{RhA^2 Km};$$

$$\beta = 0.4 = \frac{K_v C_0}{2\omega_0} \left(\frac{1}{C_h} + H_m \right) + \frac{w}{2M\omega_0};$$

Onde o valor de 0.4 é o valor do amortecimento desejado do sistema.

Obtém-se da segunda fórmula o valor de H_m o que leva ao valor desejado de Rh . Obviamente este método possui a desvantagem do consumo extra de óleo. No programa desenvolvido no software *MATLAB (Simulacao.m)* o amortecimento foi fixado em 0.4 utilizando o *By-Pass*.

Uma séria desvantagem observada na utilização do método do By-Pass é a acentuada redução da rigidez hidráulica, a figura abaixo mostra a resposta ao degrau unitário implementado utilizando o By-Pass.

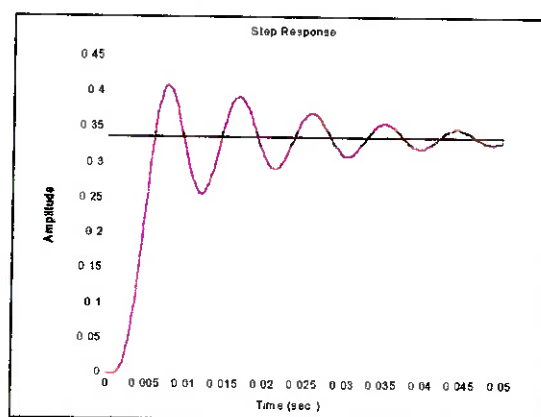


Fig 10.21 –Resposta do sistema utilizando By-Pass



Nota-se da figura que o valor da resposta ao degrau é por volta de 35 % do valor do sinal que se deseja controlar.

Como a máquina a ser controlada exige altos esforços de trabalho é necessário manter os valores de rigidez hidráulica que o sistema possui. Assim, tentou-se implementar a realimentação da aceleração como método de introdução de amortecimento sem diminuir a rigidez hidráulica do sistema servoassistido.

Segundo Viersma, o método citado é uma solução bastante elegante, implementada com sucesso em inúmeros sistemas, apesar da relutância de seu uso pelo fabricantes. De acordo com o autor, o valor do ganho de realimentação da aceleração deve ser dado por :

$$\Delta\beta = \frac{K_a \cdot K_v}{2} ;$$

onde :

K_a = Ganho de realimentação de aceleração.

De acordo com os parâmetros acima , obtém - se as seguintes funções de transferências em malha aberta (levando em consideração o esforço produzido pela máquina e a realimentação de aceleração) para os conjuntos estudados :

➤ Primeiro Estágio de Amplificação :

$$\frac{X_{\text{carretel}}(s)}{I_{\text{servo-válvula}}(s)} = \frac{K_2}{K_w \cdot K_2 + K_f \cdot A_c \cdot s + \left(\frac{2 \cdot \zeta_{\text{primeiro_estágio}} \cdot K_f \cdot A_c}{\omega_{n\text{primeiro_estágio}}} \right) \cdot s^2 + \frac{K_f \cdot A_c}{\omega_{n\text{primeiro_estágio}}^2} \cdot s^3} ;$$

➤ Conjunto Carretel - Motor :

$$\frac{Y_{\text{motor}}(s)}{X_{\text{carretel}}(s)} = \frac{K_m}{\frac{K_m \cdot K_{eq}}{C_h} + \left(1 + \frac{K_m \cdot w}{C_h} + \frac{K_{eq}}{C_o} + K_a \cdot K_v \right) \cdot s + \left(\frac{w}{C_o} + \frac{K_m \cdot M}{C_h} \right) \cdot s^2 + \frac{M}{C_o} \cdot s^3} ;$$



A função de transferência completa em malha aberta é obtida através da seguinte operação :

$$\frac{Y_{motor}(s)}{I_{servo-válvula}(s)} = \frac{X_{carretel}(s)}{I_{servo-válvula}(s)} \cdot \frac{Y_{motor}(s)}{X_{carretel}(s)} ;$$



Controlador Proporcional

O controlador do sistema é um controlador proporcional (*Servo - Amplificador*), cujo valor de referência para o ganho foi escolhido escolhido segundo o gráfico abaixo reproduzido de Viersma.

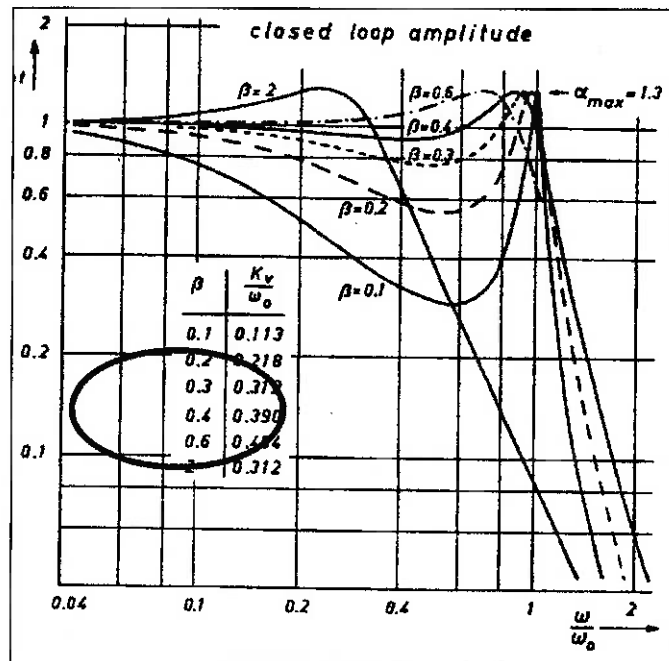


Fig 10.22 – Determinação do ganho do controlador

Segundo este gráfico, o valor da razão K_v/ω_o em malha aberta para um amortecimento de valor **0.4** é de **0.390**. Deste modo, o valor do ganho do controlador é estimado através da seguinte expressão :

$$K_{proporcional} = 0.390 \omega_o \frac{(1 + (K_v \cdot W/C_h)/C_o) \cdot 10^4}{3.8028 \cdot K_v} ;$$

Onde o valor de $3.8028/10^4$ equivale ao ganho do amplificador hidráulico do primeiro estágio.



A figura a seguir representa o esquema de montagem do Hardware do sistema:

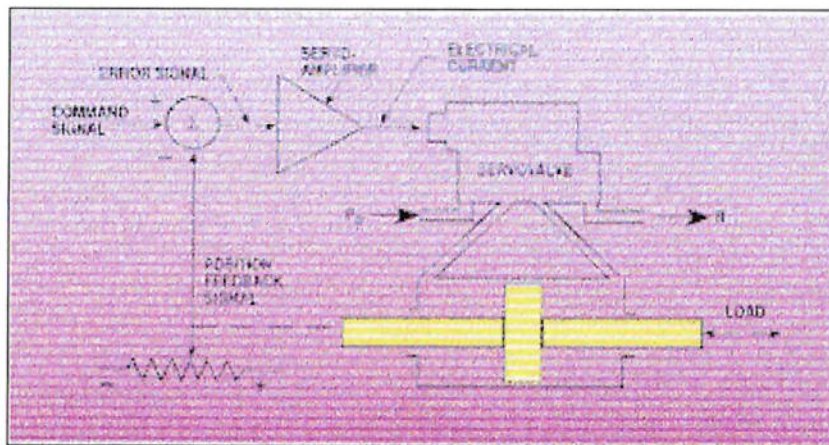


Fig 10.23 – Diagrama do Hardware

No entanto, o valor utilizado para o ganho do controlador foi obtido através do diagrama de bode em malha aberta, uma vez que o sistema simulado inclui o amplificador do primeiro estágio, a realimentação de aceleração e a dinâmica do carregamento os quais não são levados em conta na formulação de Viersma.

O valor do ganho do controlador obtido após algumas tentativas é expresso por:

$$K_{proporcional} = 2.06 \cdot 0.39 \cdot \omega_o \frac{(1 + (K_v \cdot W/C_h)/C_o)] \cdot 10^5}{3.8028 \cdot K_v} ;$$



Diagrama de Blocos

O diagrama de blocos utilizado na simulação do sistema incluindo ensaios dinâmico é apresentado abaixo :

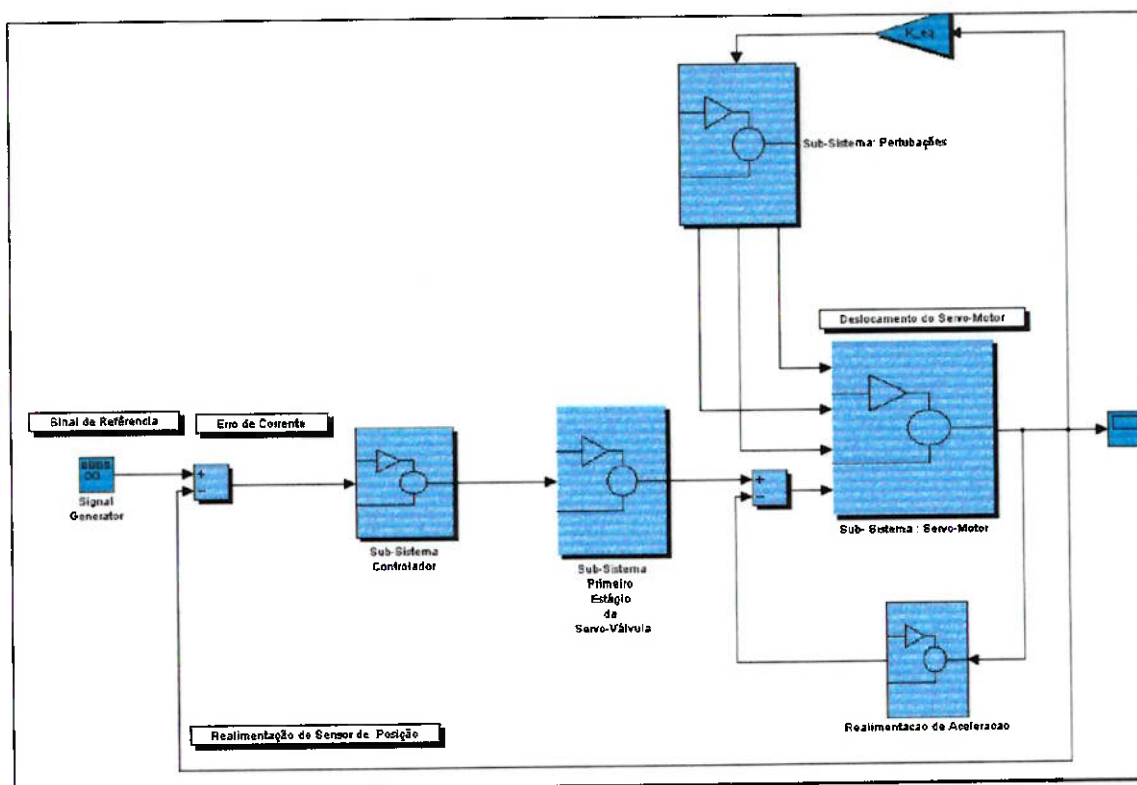


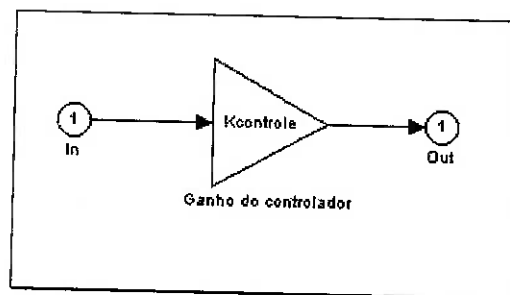
Fig 10.24 – Diagrama geral de blocos.

Nota-se na figura acima que o diagrama de blocos foi dividido nos seguintes sub-sistemas :

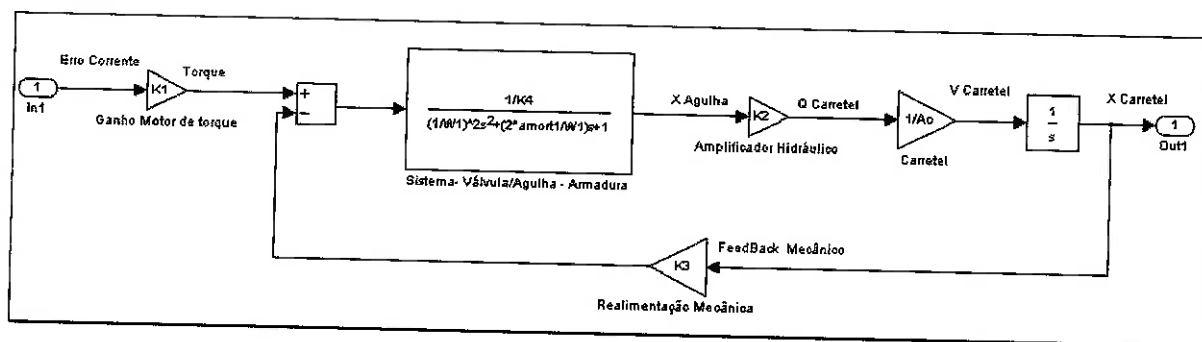
- Controlador;
- Primeiro Estágio da Servovalvula;
- Sevomotor;
- Perturbações.

A seguir são mostrados os subsistemas que compõem o diagrama :

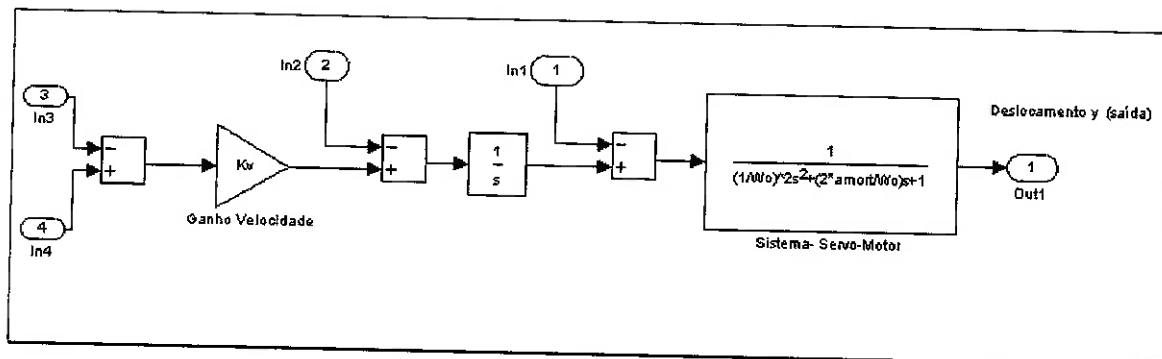
➤ Controlador;



➤ Primeiro Estágio da Servovalvula;



➤ Servomotor;



➤ Perturbações :

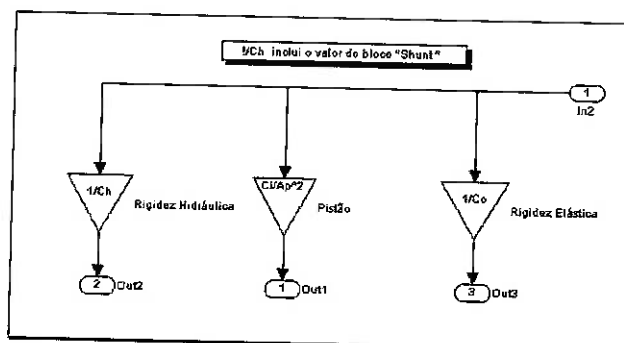


Fig 10.25 –Subsistemas do diagrama geral.



Resultados

O sistema simulado com os parâmetros apresentados gera as seguintes saída obtidas do programa *Simulacao.m* apresentado em anexo :

Diagrama de bode em malha aberta (foi levado a rigidez da máquina em consideração e o controlador):

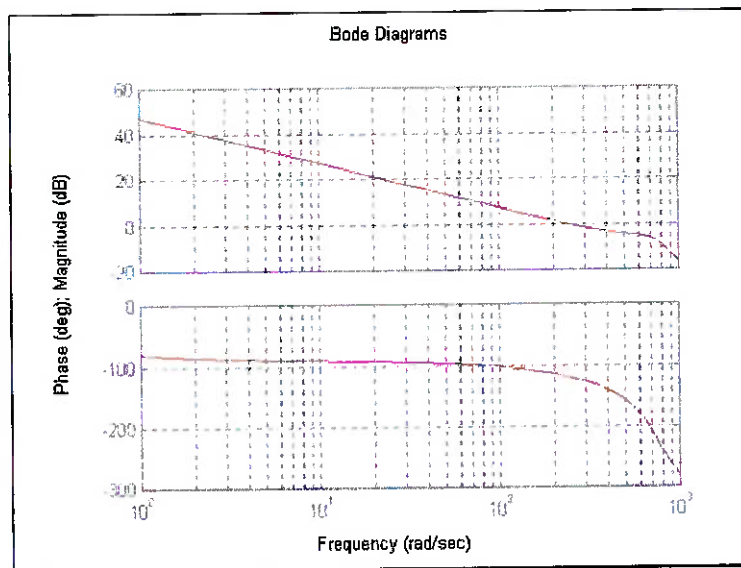


Fig.10.26 – Resposta em malha aberta

Este gráfico teve por objetivo verificar o ganho escolhido para o controlador, be, como realizar análise de estabilidade. A frequência natural hidráulica é :

$$\omega_h = 85.7 \text{ Hz ;}$$



Resposta ao degrau deslocamento de **0.1 mm** (Sistema com realimentação de aceleração e com carregamento sofrido pela máquina):

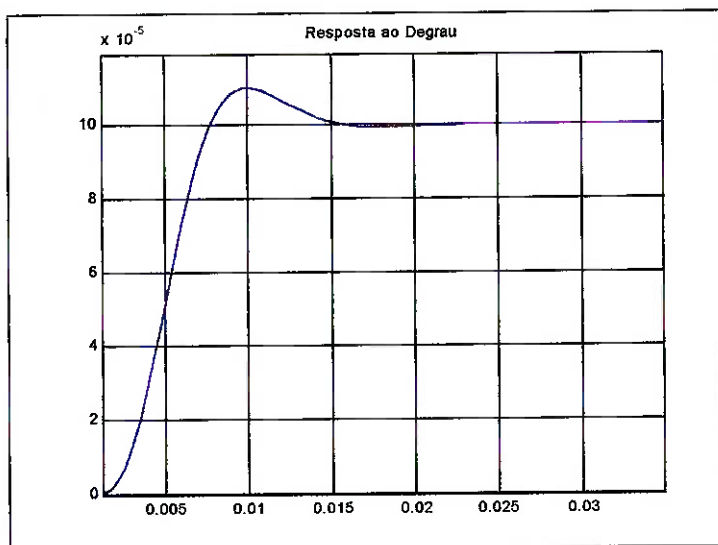


Fig.10.27 – Resposta ao degrau de valor **0.1 mm**

Nota-se da figura acima, que o erro de posicionamento é desprezível utilizando a técnica de controle com realimentação de aceleração.

A seguir apresenta-se o resultado da simulação de um ensaio dinâmico de fadiga no qual o corpo de prova cujas dimensões já foram previamente apresentadas é ensaiado na frequência de **50 Hertz**, impondo-se deslocamentos da ordem de **0.1mm** de amplitude.

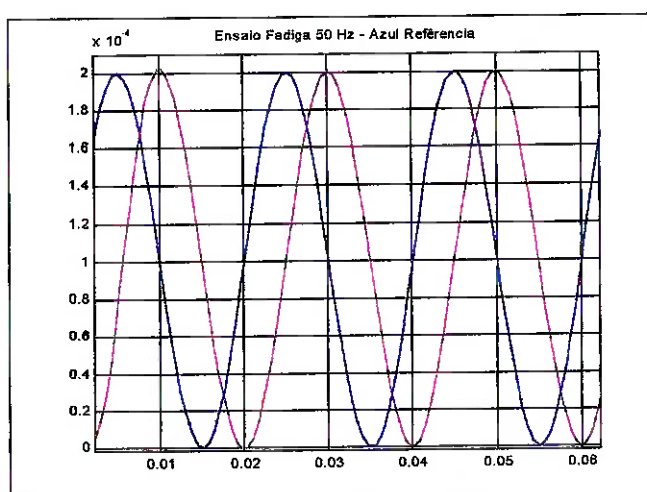


Fig.10.28 – Resultado da simulação de um teste de fadiga a **50 Hz**



Da mesma forma a figura a seguir mostra o mesmo ensaio, porém a **80 Hz** :

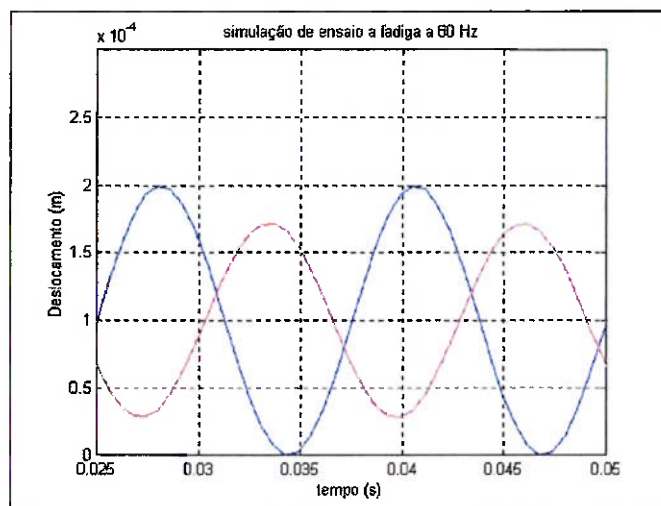


Fig.10.29 – Resultado da simulação de um teste de fadiga a **80 Hz**

Como era esperado, em virtude da resposta em malha aberta (do diagrama de bode) a amplitude de resposta do sistema começa a cair conforme aumenta-se a frequência de ensaio, além da diferença de fase aproximar-se de **90 graus**



11 Projeto Mecânico

Introdução

O acoplamento mecânico entre a bomba a ser acionada (**CP3.2**) e um motor elétrico pode ser realizado basicamente de três maneiras diferentes :

- Acoplamentos elásticos existentes no mercado ;
- Acoplamento do tipo **OldHam**;
- Acoplamento direto.

Acoplamento através de polias e engrenagens foi descartado em virtude de induzir forças laterais nos mancais da bomba.

Acoplamento Elástico

O sistema **Common Rail** não está ainda disponível no mercado, para que se possa utilizar acoplamento elástico é necessário encontrar no mercado algum acoplamento elástico existente, com as seguintes características :

- Assento cônico de diâmetro de aproximadamente **20 mm** e ângulo de cone de **1:10**, sem chaveta;
- Cubo de diâmetro de **24 mm** com chaveta.
- Possibilidade de apertar a bomba contra o cone através de porca.



Obviamente, é uma tarefa bastante difícil encontrar um acoplamento no mercado que satisfaça os requisitos desejados, o que se comprovou na prática. Desta maneira, resta apenas como opção construir um acoplamento que se adapte ao motor e bomba.



Acoplamento OldHam

O acoplamento **OldHam** é um dispositivo de acoplamento entre eixos alinhados que possibilita o acionamento da bomba, suportando eventuais desalinhamentos entre os eixos.

Este consiste de duas peças com luvas retangulares, e uma peça central com rasgos que fazem ângulos retos entre si.

Este tipo de acoplamento permite a união entre eixos paralelos ou que eventualmente formem ângulos de até **1 grau**. Os eixos podem estar desalinhados de até **$\delta = 0.05D$** (D – Diâmetro do eixo).

De modo a permitir melhor capacidade de carga e desalinhamento entre eixos, pode-se utilizar nos dentes do acoplamento, um perfil de Involuta. Esta modificação no acoplamento permite eventuais desalinhamentos de até 4 graus.



O lay-out do sistema utilizando este acoplamento é mostrado na figura abaixo :

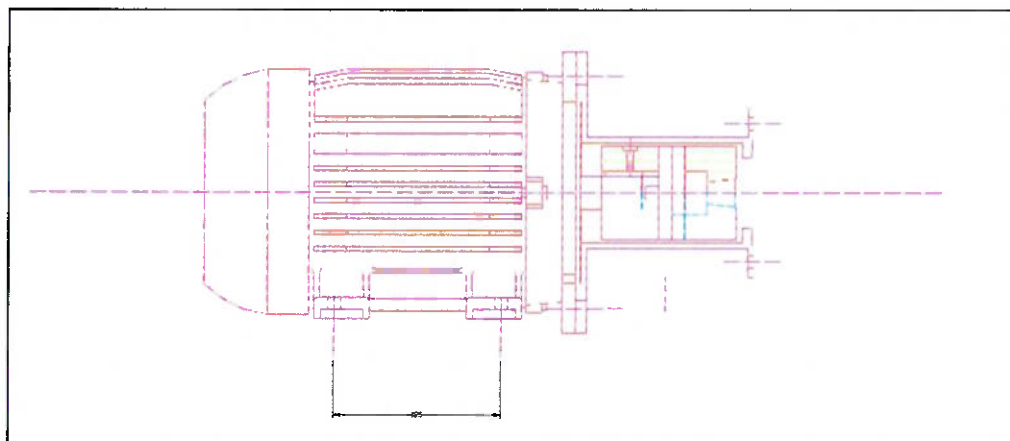


Fig. 11.1 – Conjunto acoplamento OldHam

O dimensionamento do acoplamento é baseado na máxima pressão de contato suportada pelo material do acoplamento. O material mais indicado é o bronze, em virtude do deslizamento que ocorre entre as partes do acoplamento função do desalinhamento entre eixos.

Enquanto o eixo entra em rotação, o centro do acoplamento entra em movimento planetário, no qual para cada volta dada pelo eixo o centro do acoplamento perfaz duas revoluções em um círculo cujo diâmetro é o deslinhamento entre eixos.

O torque transmitido pelo acoplamento é responsável pelo aumento de pressão nas bordas do rasgo, no entanto a distribuição de pressão ao longo desta borda não é uniforme. Se de acordo com a figura abaixo, a distribuição de pressão dá-se pela lei do triângulo, **$AB = kD$** , onde o valor de k depende da folga entre os rasgos e seu nível de desgaste.

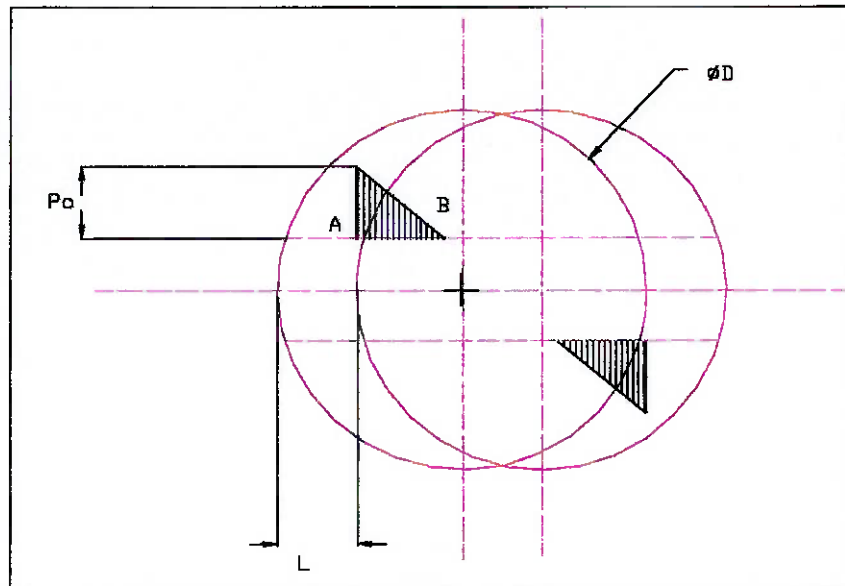


Fig. 11.2 – Dimensionamento do acoplamento.

Desta maneira, a expressão que fornece o torque transmitido fica :

$$T = p_{\max imo} \cdot k \cdot D \cdot h \cdot \left[(D - l) - \frac{2k \cdot D}{3} \right] ;$$

Onde na formula, h é a altura dos rasgos. Desta maneira, prova-se que a pressão máxima no rasgo do acoplamento calcula-se pôr :

$$p_{\max imo} = \frac{2T}{h \cdot D^2 \cdot k \cdot \left[\left(1 - \frac{2k}{3} \right) - u \right]} ;$$

Na expressão, u é o afastamento relativo, dado pôr :

$$u = \frac{\delta}{D} ;$$

O provável valor de k após período de desgaste inicial, situa-se entre **0.3 < k < 0.8**

substituindo na última expressão o menor dos valores fica:

$$p_{\max imo} = \frac{8T}{h \cdot D^2 [1 - 1.2 \cdot u]} ;$$



Para eixos que possuem pequeno desalinhamento, a expressão anterior se reduz a seguinte expressão de interesse prático :

$$p_{\max imo} = \frac{8T}{h \cdot D^2} ;$$

A figura abaixo, mostra o conjunto que forma o acoplamento de forma detalhada :

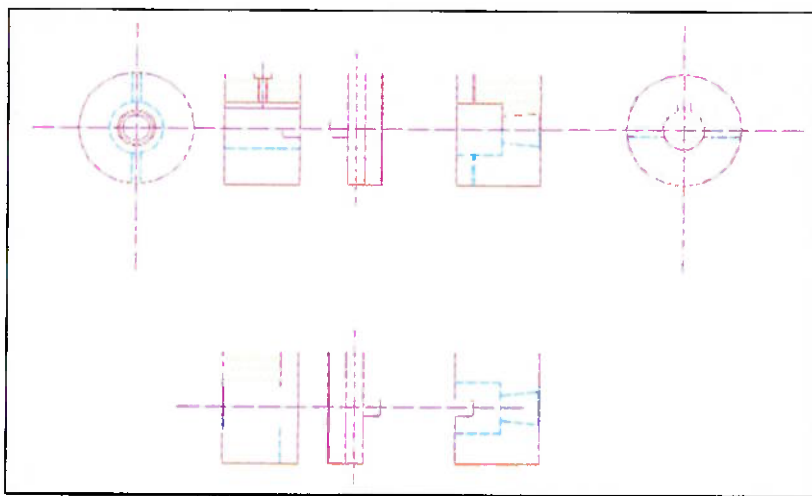


Fig. 11.3 –Acoplamento OldHam

Os desenhos de conjunto e fabricação referentes a esta solução encontram-se disponíveis em anexo.



Acoplamento direto

Este foi o tipo de acoplamento que foi escolhido para ser efetivamente implementado no acionamento da bomba **CP3.2**.

A principal desvantagem da implementação deste tipo de acoplamento é exigência de tolerâncias apertadas de usinagem, principalmente na montagem do assento cônico, bem como o cuidado com a montagem do conjunto.

O lay-out utilizando este acoplamento é mostrado na figura abaixo :

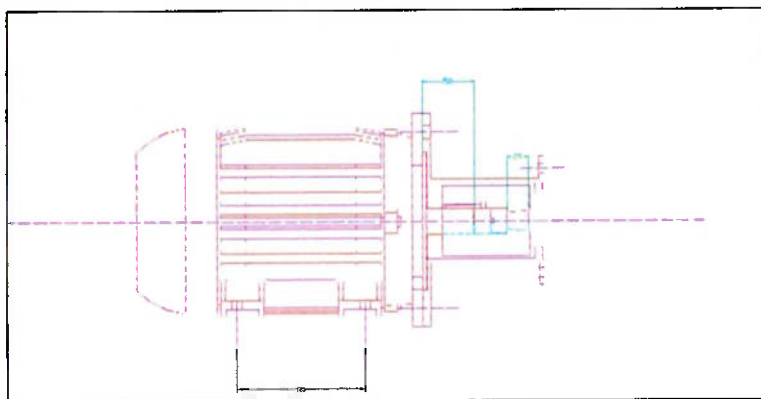


Fig. 11.4 – Conjunto acoplamento rígido

A figura abaixo, mostra o conjunto que forma o acoplamento de forma detalhada :

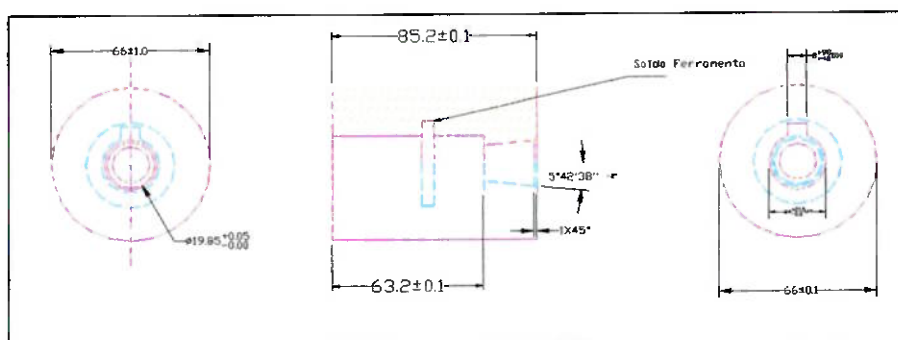


Fig. 11.4– Acoplamento rígido



De modo a absorver eventuais desalinhamentos, o flange que liga a bomba ao motor não possui nenhum contato rígido '**Aço - Aço**'. Toda a possibilidade deste contato é eliminada através de **O-Rings** e coxins de borracha.

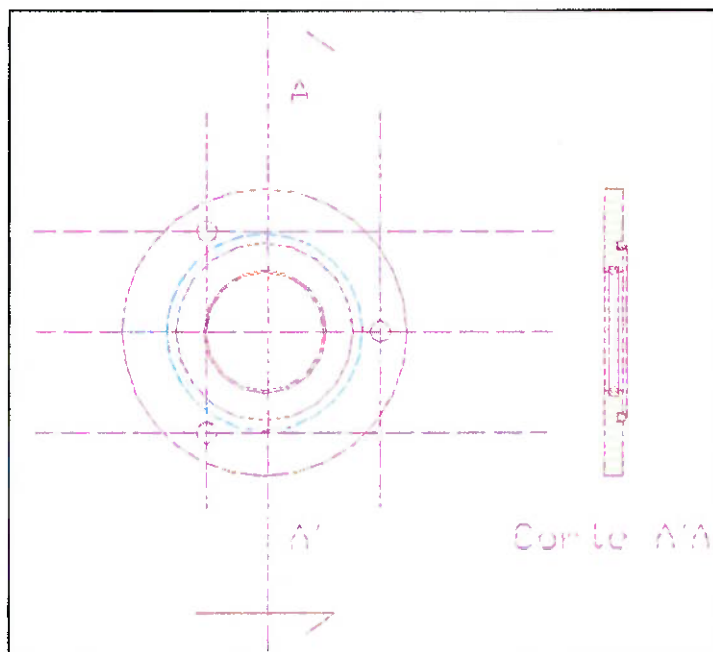


Fig.11.5 – Flange

Os desenhos de conjunto e fabricação referentes a esta solução encontram-se disponíveis em anexo.



Conclusão

De modo geral, apenas parte do objetivo pretendido foi concluído. Entretanto, após o sistema funcionando plenamente é necessário realizar o levantamento de suas características estáticas e dinâmicas.

Com posse destas características, pode-se elaborar uma estratégia de controle conveniente de acordo com a máquina ou dispositivo que deseja-se controlar.



Bibliografia

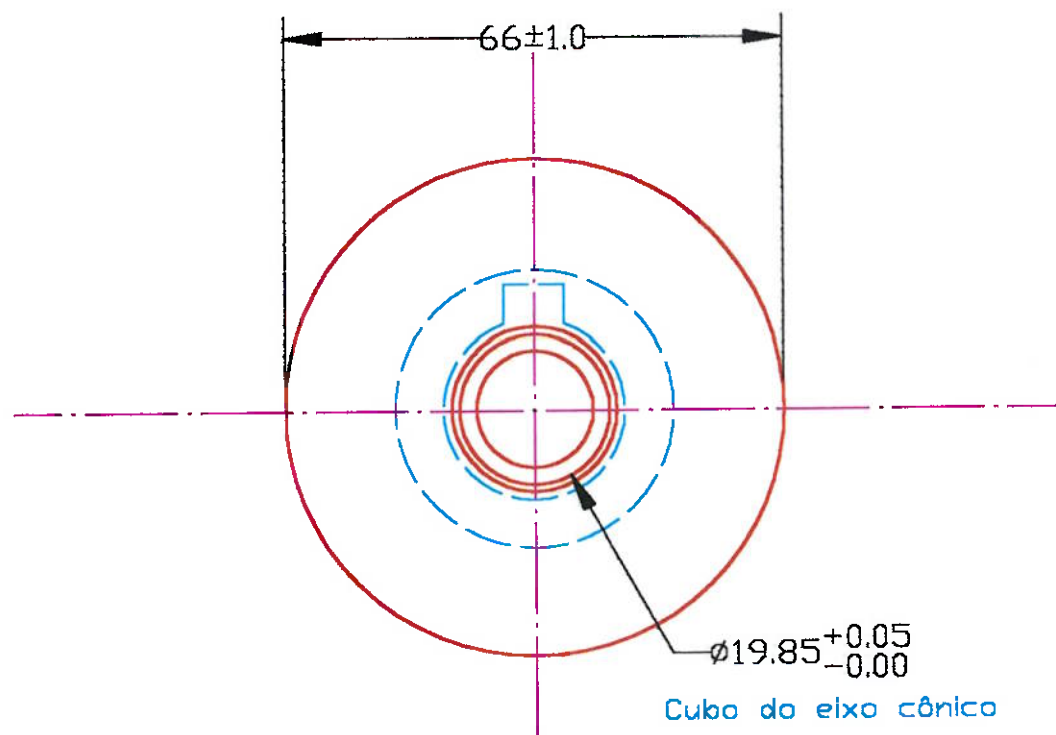
- [1] Apostila do Sistema de Injeção *Common Rail*. Bomba CP3.3 Bosch
- [2] Apostila do Curso de PMC475, Metodologia de Projeto
- [3] *ASTM 466 – 96 - Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Test of Metallic Materials.*
- [4] Davis, Harmer Elmer, 1905- The testing and inspection of engineering materials 1955
- [5] Data Sheet 3524 – Texas Instruments
- [6] Data Sheet BC 253 – Texas Instruments
- [7] Viersma, Taco J., - Analysis, Sinthesis and Design of hydraulic Servosystems and Pipelines, Delf University of technology , Falcuty of Mechanical Engineering
- [8] Merritt, herbert E. – Hidraulic Control Systems , Jonh Wiley & Sons, Inc 1967



Anexos

Como anexos do trabalho seguem-se os desenhos de conjunto e fabricação de cada solução proposta do projeto mecânico do sistema~~xi~~, além do programa escrito para o software **MatLab** para o projeto do servomecanismo.

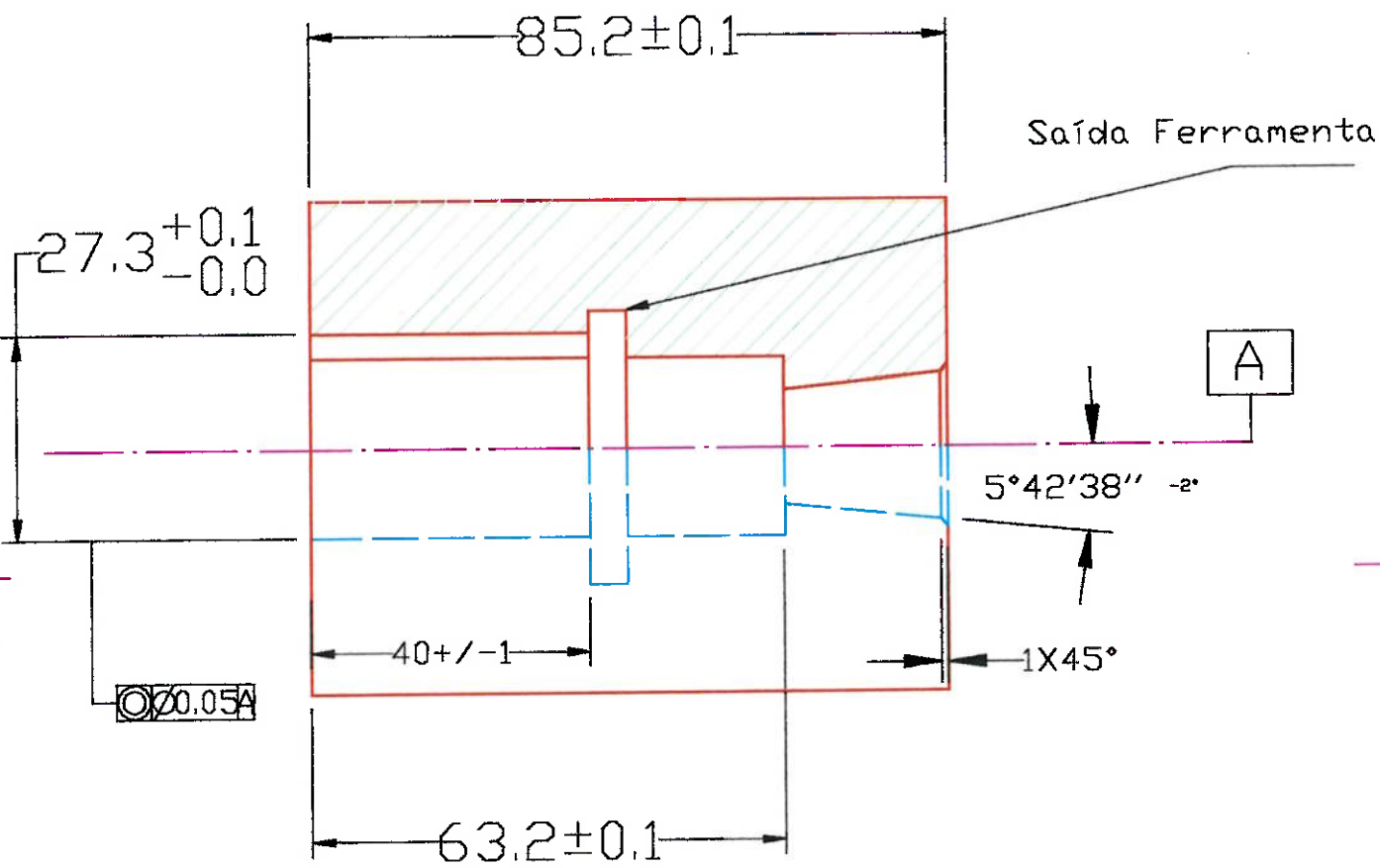
Acoplamento Direto



Material : ABNT-4340

	Quat. 1	Acoplamento			
					Scale 1:1
			ACOPLAMENTO		
			PMC-581		

Acoplamento Direto



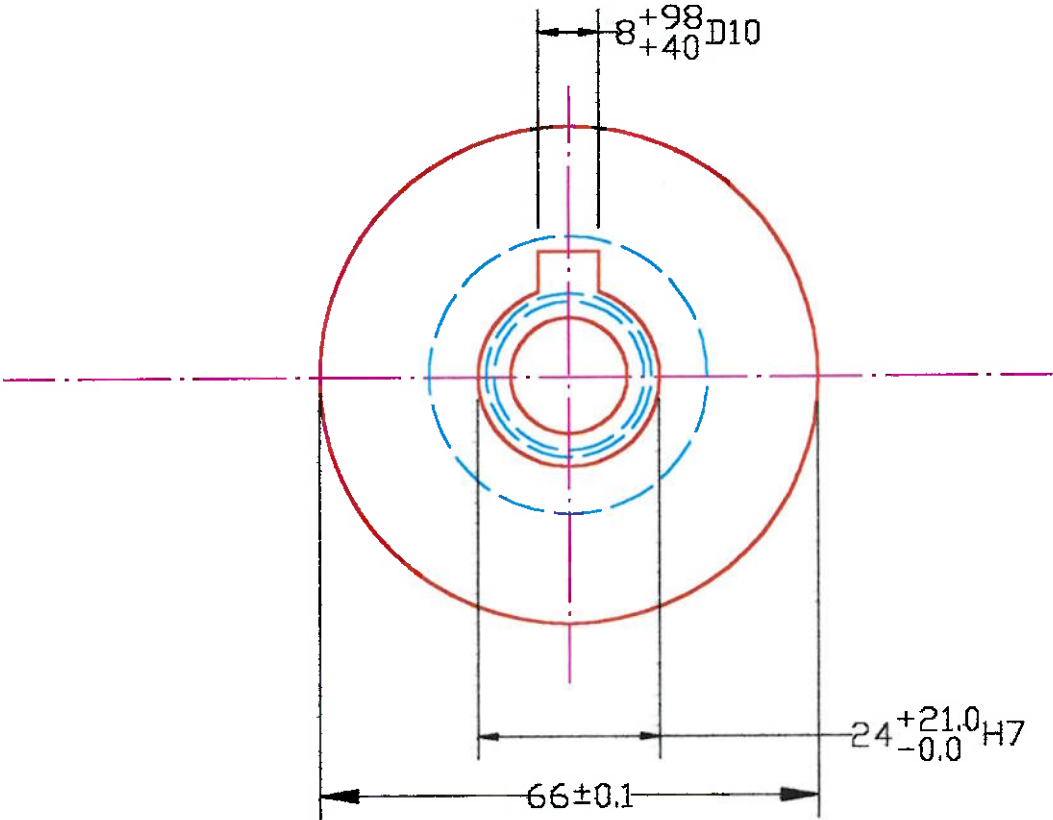
Motor

Bomba CP3.2

Material : ABNT-4340

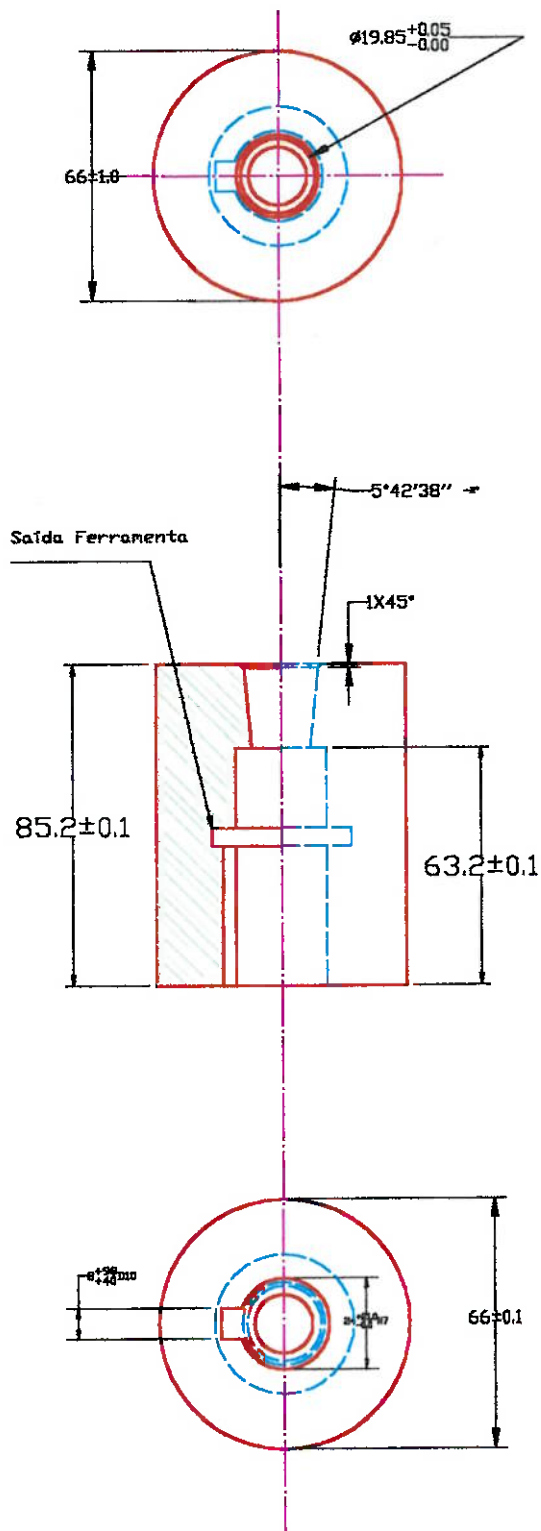
	Quat. 1	Acoplamento				
						Scale 1:1
				ACOPLAMENTO		
				PMC-581		

Acoplamento Direto



Material : ABNT-4340

	Quat. 1	Acoplamento			
					Scale 1:1
			ACOPLAMENTO		
			PMC-581		

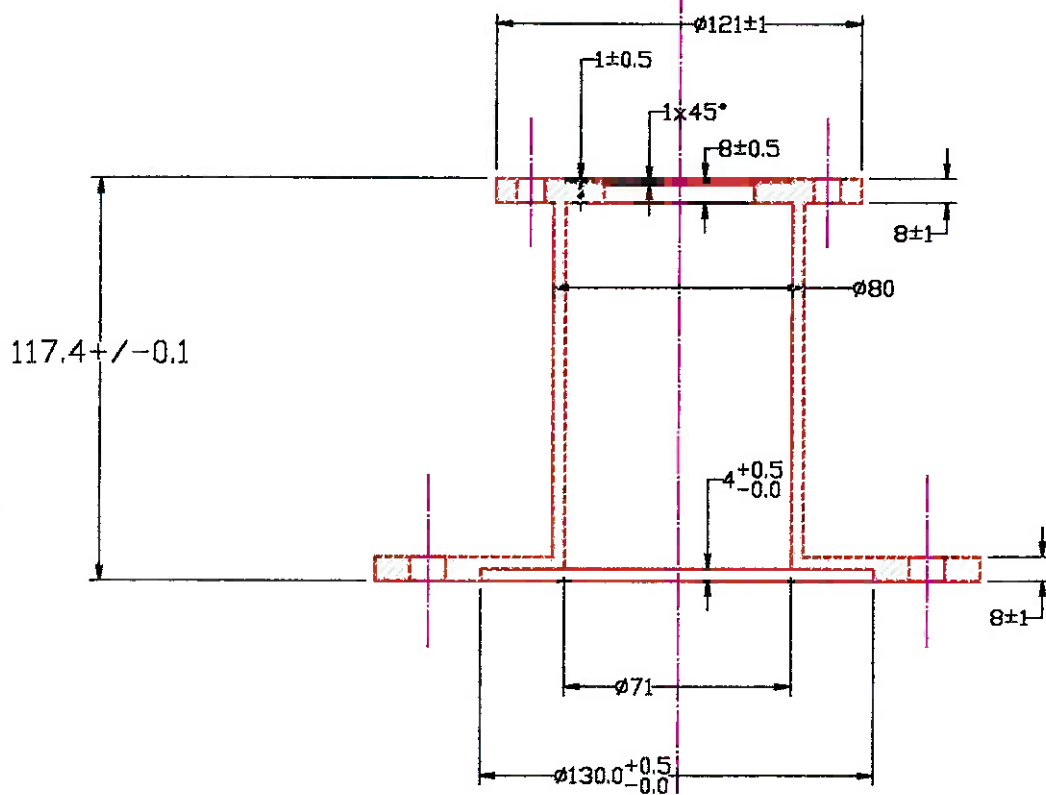


Material : ABNT-4340

Acoplamento Direto

	Quat. 1	Acoplamento			
					Scale 2:1
			ACOPLAMENTO		
			PMC-581		

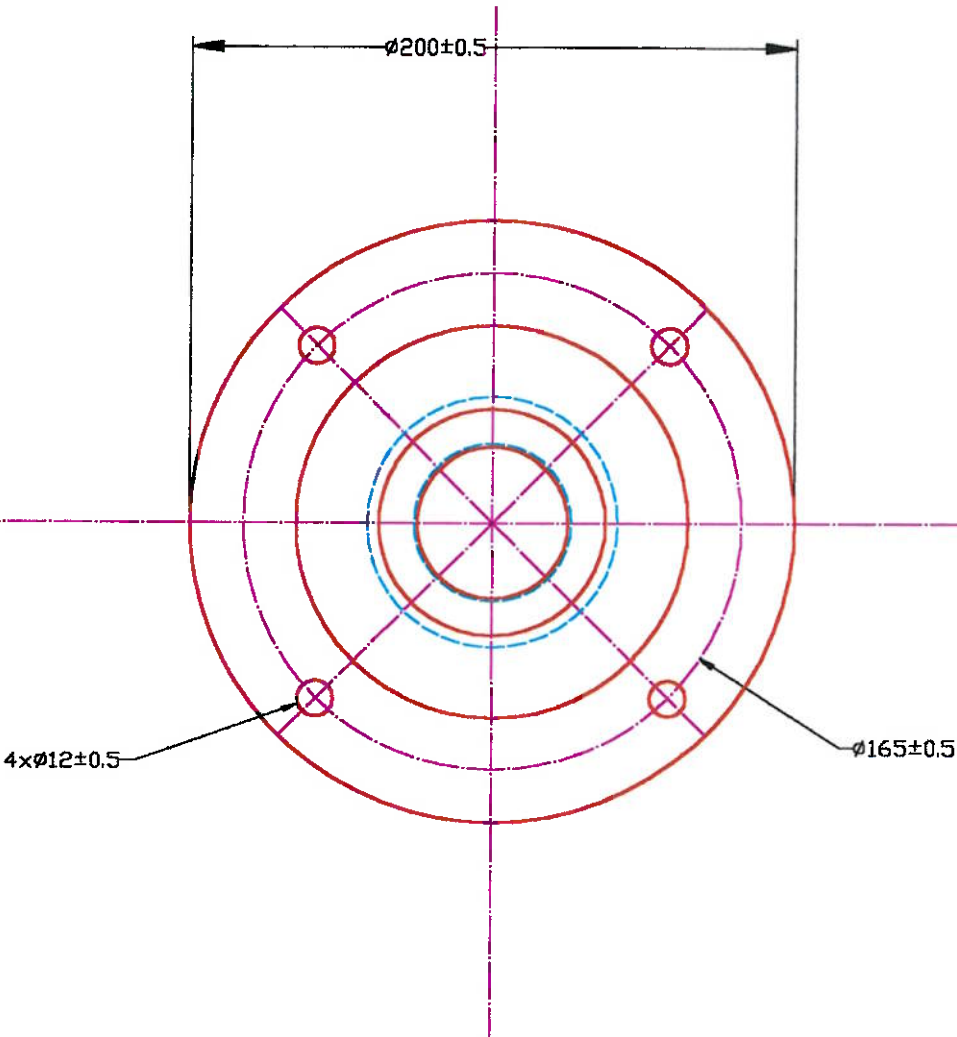
Rebaixo
Flange CP 3.2
Ø Min > 50



Material : ABNT-1020

	Quat. 1	Flange de Acoplamento			
					Scale 2.5:1
			FLANGE		
			PMC-581		

Acoplamento Direto



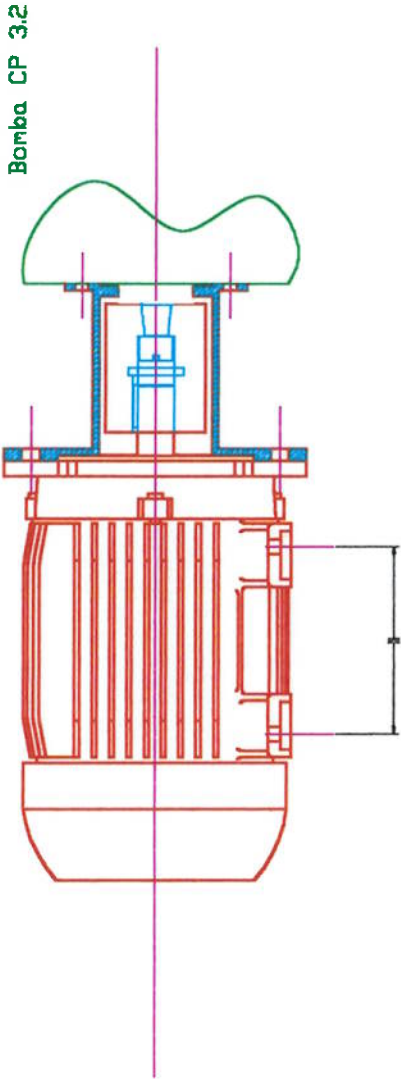
Flange montada no Motor

Material : ABNT-1020

	Quat. 1	Flange de Acoplamento			
					Scale 2.5:1
			FLANGE		
			PMC-581		

Bomba CP 3.2

Acoplamento Direto



Motor:
Trifásico
3 ou 4 cv .
3600 rpm .
Flange "FF" .

	Quat. 1	Conjunto : Motor Acoplamento e Bomba			
					Scale 2.5:1
			CONJUNTO		
			PMC-581		

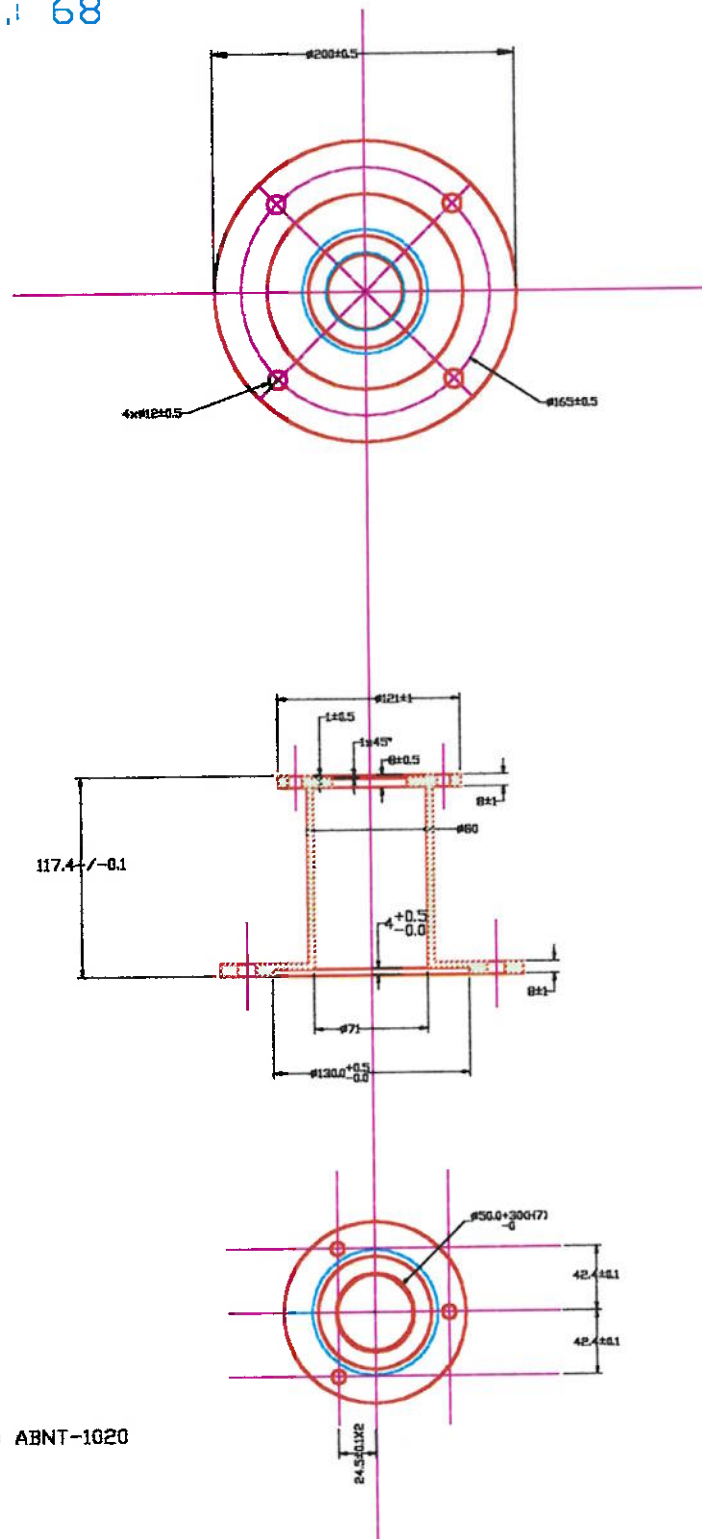
Diâmetros

Externos Min : 78

Internos Min : 68

Rebaixo
Flange CP 3.2
 $\varnothing$ Min > 50

Acoplamento Direto

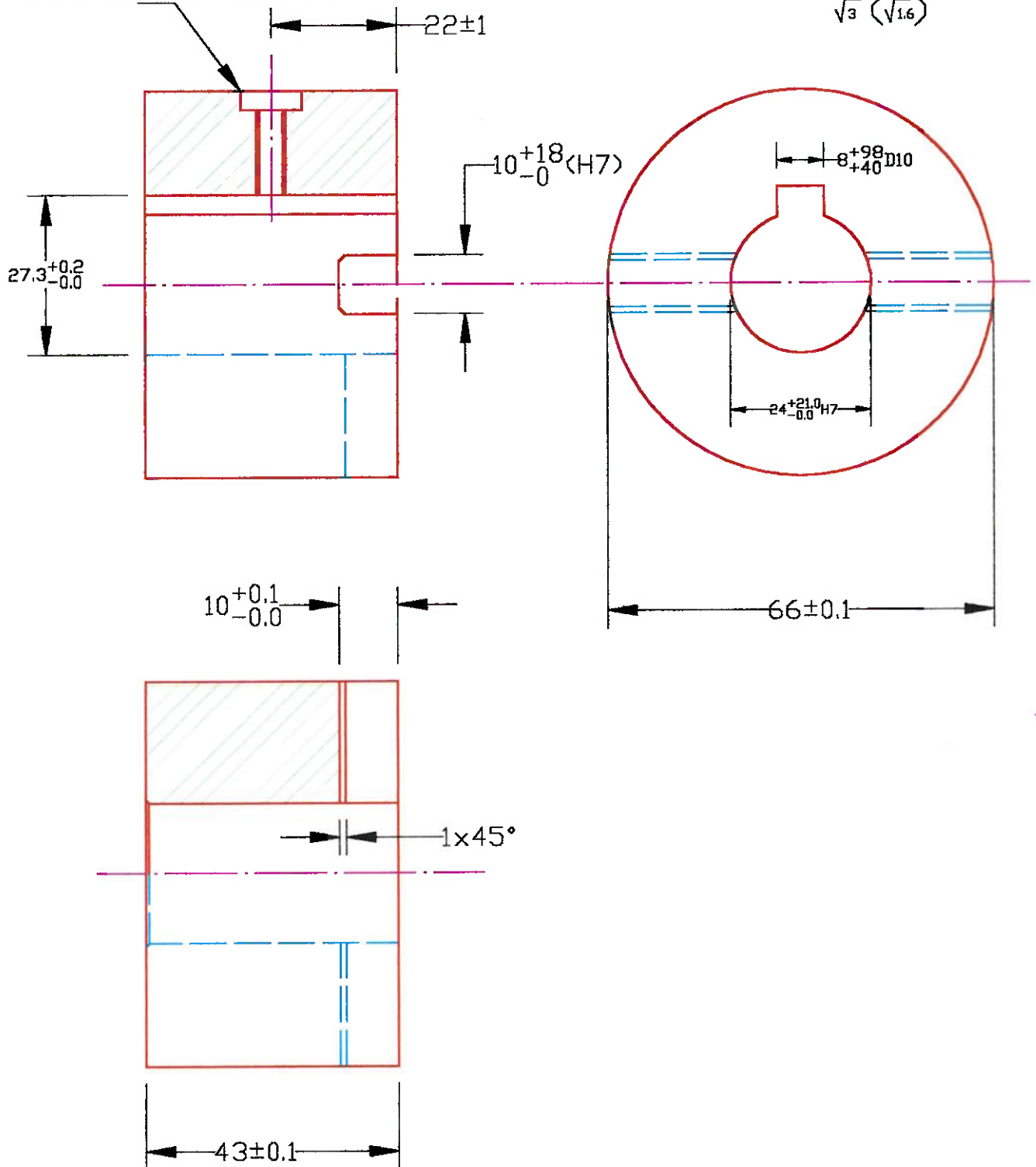


Material : ABNT-1020

	Quat. 1	Flange de Acoplamento			
					Scale 5:1
		FLANGE			
		PMC-581			

Furo passante M5 (escareado)

$\sqrt{3} (\sqrt{1.6})$



Material : Aço ABNT 4340

Quat. 1	Acopamento Oldham					
					Scale	3:1
				CONJUNTO		
				PMC-581		

Technical drawing of a mechanical part, showing front and top views with dimensions and tolerances.

Front View (Left):

- Overall width: 10 ± 0.1
- Overall height: 28 ± 0.5
- Left side feature: $10^{+0.0}_{-11.0}$ (h6) with a fillet radius $\sqrt{1.6}$
- Right side feature: $10^{+0.0}_{-0.1}$
- Bottom corner: $1 \times 45^\circ$

Top View (Right):

- Overall width: 66 ± 1.0
- Feature: Four rectangular slots, each with a width of $\sqrt{1.6}$.

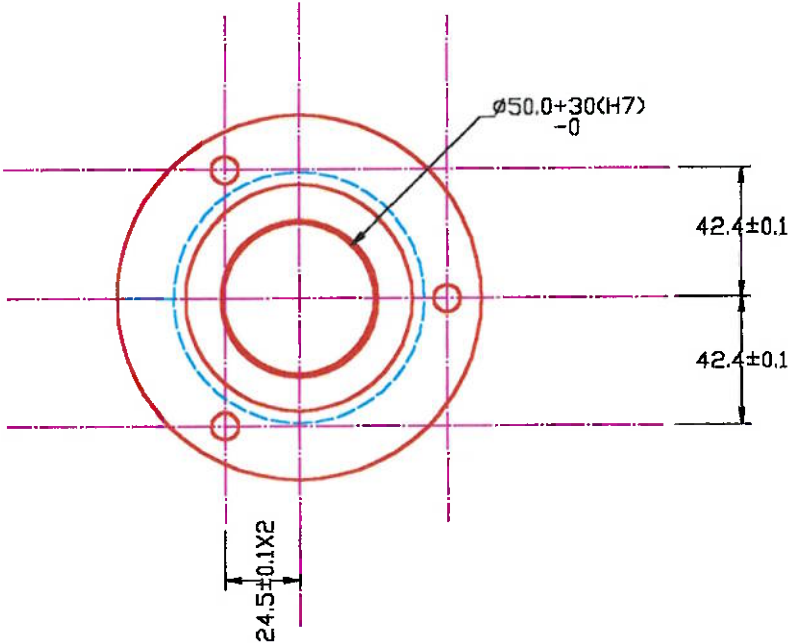
Notes:

- Rasgos p/ Graxa

Material : Bronze

	Quat. 1	Aclopamento Oldham			
					Scale 1:1
			CONJUNTO		
			PMC-581		

Acoplamento Oldham

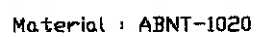


Material : ABNT-1020

	Quat. 1	Flange de Acoplamento			
					Scale 2.5:1
			FLANGE		
			PMC-581		

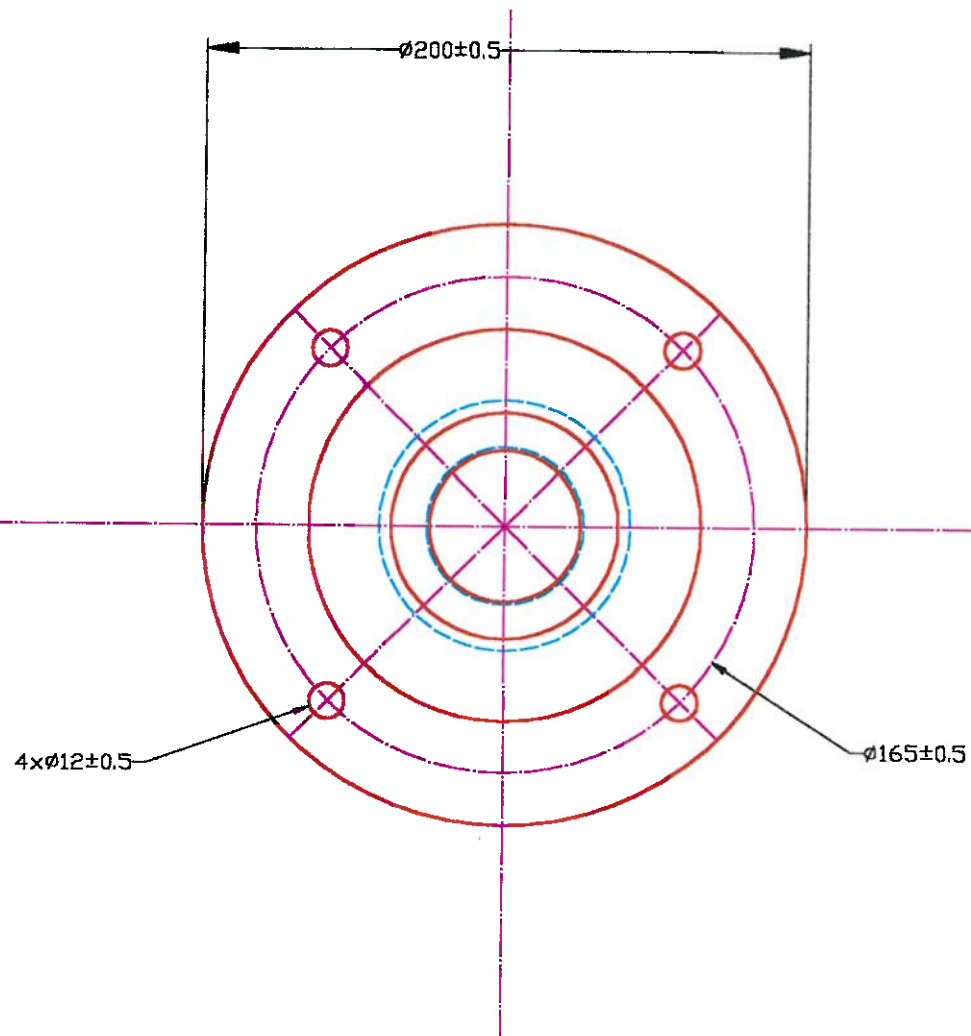
Diâmetros

Externo Min $\varnothing 78$



Quat. 1	Flange de Acoplamento				
					Scale 2.5:1
			FLANGE		
			PMC-581		

Acoplamento Oldham

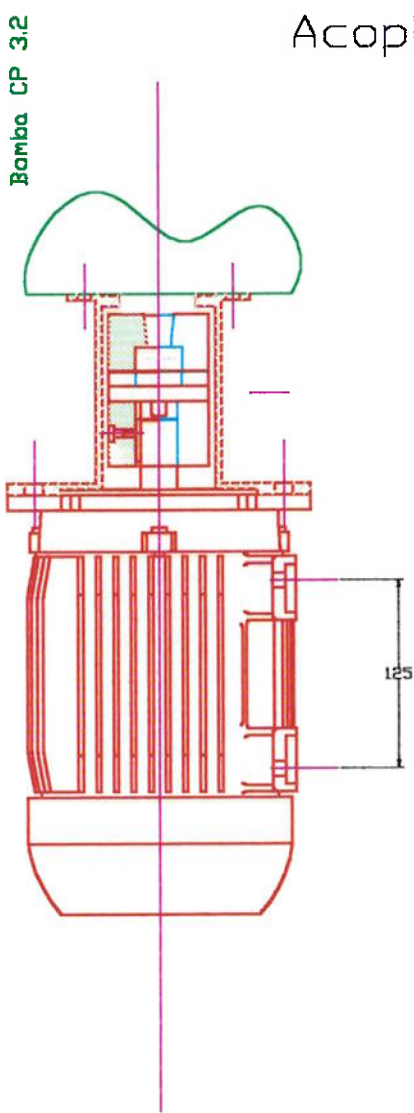


Material : ABNT-1020

	Quat. 1	Flange de Acoplamento			
					Scale 2.5:1
			FLANGE		
			PMC-581		

Bomba CP 3.2

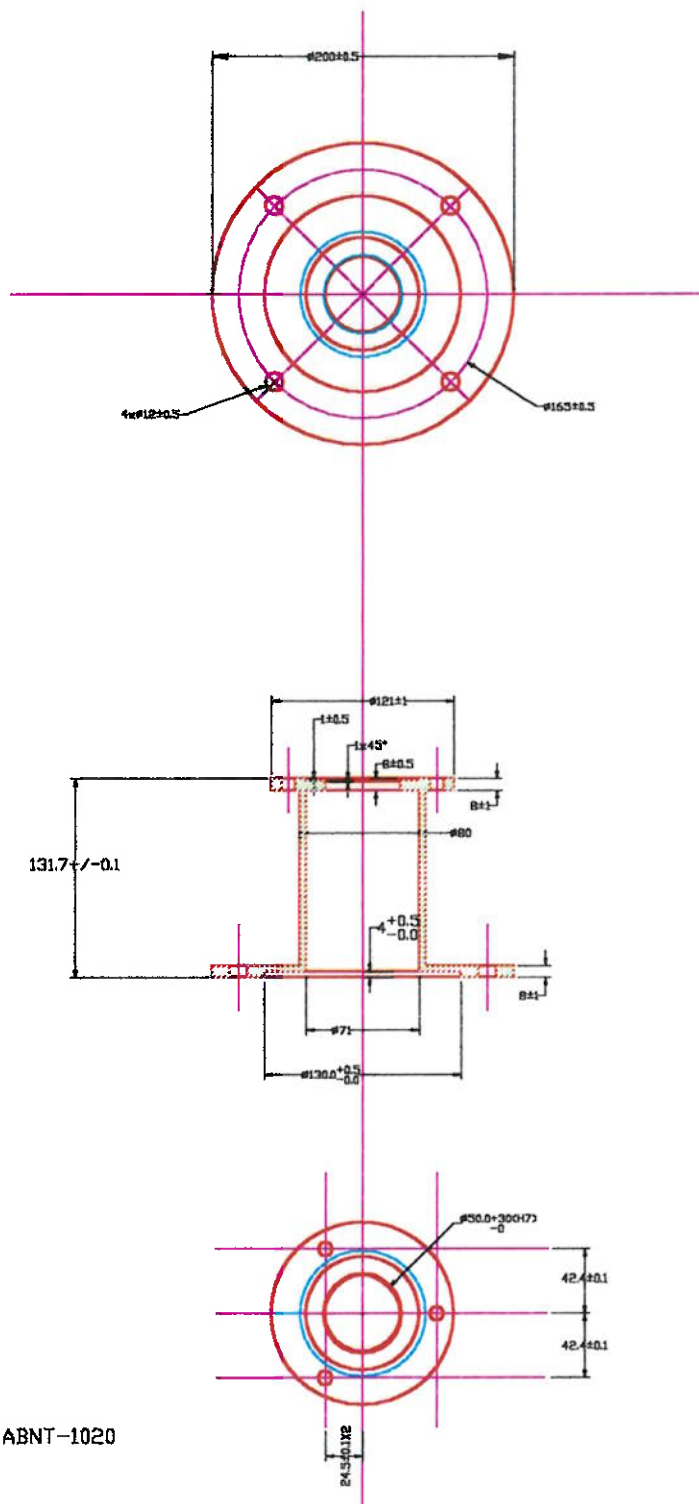
Acoplamento Oldham



Motor:
Trifásico
3 ou 4 cv .
3600 rpm .
Flange "FF" .

	Quat. 1	Conjunto : Motor Acoplamento e Bomba			
					Scale 2.5:1
			CONJUNTO		
			PMC-581		

Acoplamento Oldham



Material : ABNT-1020

Quat. 1	Flange de Acoplamento					
					Scale	5:1
				FLANGE		
				PMC-581		

O programa que se segue foi utilizado para o projeto do servo mecanismo :

```
% .....
% .....
% .....

%PMC 581 Projeto Mecânico II.....
%Servo-Sistema Hidráulico.....
%Máquina de Ensaio.....

% .....
% .....
% .....

%Dados Gerais:

% .....
%Cd->Coeficiente de descarga Turbulento: [Merritt]
Cd=0.61;

%Pressão de Alimentação:
Ps=210*10^5; %210 bar

%Dados do Óleo (Temperatura Padrão de 60F):
%[Merritt]
visc=0.014; %Ns/m2 (2*10^-6 Lb*seg/in2)
dens=870; %kg/m3
beta=10^9; %pa

% .....
%Pistão simples efeito :
Dp=160*10^-3; %160 mm
Ap=pi*Dp^2/4; %Área do pistão
Lp=.15; %Comprimento de passagem do Óleo 150mm ?????
Pl_medio = 2*Ps/3; %Pressão de Trabalho(Ponto de linearização) ?????

%folga do pistão com a carcaça :
Cr=0.02*10^-3; %0.02 mm

%Curso Máx. do pistão 300mm -->> posição de trabalho ...
%aproximadamente 150:
L=.15; %150 mm

% .....
%Volume Máx. :
Vp=Ap*L;

%Volume das redes :
D_rede=14*10^-3; %Diâmetro Interno das Redes 14 mm
L_rede=3; %Comprimento da rede 3 m
V_rede=pi*(D_rede^2)*L_rede/4 ;

%Volume Total
V_total=Vp+V_rede;

% .....
```

%Massa do Quadro da Máquina:

M=400; %400 Kg

%Rigidez do sistema acionado

K_corpo=(210*10^9)*pi*(10/1000)^2/(4*0.1); % Diâmetro do corpo de prova 10mm

K_Maq=301354*10^3; %N/m

K_eq=K_corpo*K_Maq/(K_corpo+K_Maq);

%.....

%Coeficiente de dissipação viscosa:

% Fviscoso = W*V --> W = pi*Dp*Lp*visc/Cr

W=pi*Dp*visc*Lp/Cr; %Ns/m (Merritt)

%Coeficiente de vazamento interno:

%Q=[(pi*(Dp/2)*(Cr^3))/(6*visc*Lp)]*(P1-P2)

%Obs .: Supondo Excentricidade Nula

Ci=(pi*(Dp/2)*(Cr^3))/(6*visc*Lp); %m3/s/N/m2

%.....

%Servo Válvula Moog Série 31 :

%Parte Hidráulica

% Ganho de Vazão (P1=0):

% Kq0=Cdb(Ps/dens)^0.5 (Centro-Critico)

Kq0=1030*(25.4/1000)^2; % m3/seg/m Ganho de Vazão em carga nula

%Ganho de Vazão no ponto de linearização

Kq=Kq0*((Ps-P1_medio)/Ps)^0.5;

Kv=Kq/Ap; %Ganho de velocidade

%Coeficiente de Pressão:

%Kc=Kq/Kp;

%Merritt --> Ql = pi*b*rc^2*(Ps-P1)/32(visc)

%Deve-se estimar primeiramente b (Gradiente de Área)

b=Kq0/(Cd*(Ps/dens)^.5);

%Devido ao comportamento linear de Ql=pi*b*rc^2*(Ps-P1)/32(visc)

%Kc=Kc0 (Coeficiente de Pressão mantém-se constante c/ carga)

%0.0002 in --> Típico valor da folga radial entre o carretel...

%e a sua luva

Kc=(pi*b*(0.0002*25.4/1000)^2)/(32*visc);

%Parâmetros do Primeiro Estágio

amortl=0.4; %amortecimento do primeiro estágio

Wl=814*2*pi; %rad/s // frequência natural do primeiro estágio

Kl=0.025*(25.4/1000)*4.45; % mN/ma // Ganho do motor de torque

K2=150*(25.4/1000)^2; %m3/seg/m // Ganho do amplificador hidráulico do primeiro estágio

Ac=0.026*(25.4/1000)^2; % m2 // Área do carretel

K3=16.7*4.45; % mN/m // Rigidez da realimentação mecânica

K4=115*4.45; %mN/m // Rigidez total da válvula agulha

%.....

%Dados Gerais usados para montar diagrama de blocos:

%Parte Hidráulica

%Coeficiente de Pressão Total:

Kc_total=Kc+Ci;

Ch=(Kq*Ap)/Kc_total; % Coeficiente de Rigidez Hidráulica s/
% a introdução do amortecimento

%Coeficiente de rigidez Elástica

Co=Ap^2*beta/(V_total);

%Frequência Hidráulica Natural:

display('Frequência Hidráulica Hz :');

Wo=(Co/M)^.5;

Hz=Wo/(2*pi)

%Amortecimento (Planta Básica s/ a carga da Máquina):

%O valor de Ch ou da realimentacao de

%aceleracao deve ser tal produza amort por volta de 0.4...

%aproximadamente.

%Cálculo do Ch utilizando By-Pass mostrou-se ineficiente por

%produzir baixa rigidez hidráulica

%Ch=Kv*Co/(2*Wo*(0.4 - W/(2*M*Wo))); %Utilizando by-pass p/ amortecimento de 0.4

display('Amortecimento s/ realimentação ou By-Pass (Parte Hidráulica)');

amort=Kv*Co/(2*Wo*Ch)+W/(2*M*Wo)

%Diferença entre o valor desejado e o atual

Delta_Amort = 0.4 - amort ;

%Valor do ganho de realimentação de pressão

Ka=2*Delta_Amort/(Kv*Wo);

%Solução adotada para o amortecimento é a realimentação

%elettrica da aceleração .

%.....

%.....

%Diagrama de blocos Malha Aberta (Servo-Motor)

% Comportamento dinâmico da máquina s/ o corpo de prova

%Simulou-se com Keq = 0 para determinar a resposta em malha aberta

%K_eq=0;

num_hidraulico=[Kv];

den_hidraulico=[M/Co (W/Co+(Kv*M)/Ch+Ka*Kv) (1+(Kv*W/Ch)+K_eq/Co) (K_eq*Kv/Ch)];

SYS_hidraulico=tf(num_hidraulico,den_hidraulico);