

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos

SYDNEI MARSSAL DE OLIVEIRA
MARCO AURÉLIO PALOS FRANCO

**SERVO-VÁLVULA HIDRÁULICA
ALTERNADORA
DE VAZÃO**
ESTUDOS DE PROJETO, FABRICAÇÃO E CONTROLE

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo.

NOTA ATRIBUÍDA A ESTE RELATÓRIO : 10,0 (DEZ)

MÉDIA FINAL OBTIDA : 9,7 (NOVE E SETE)


22/01/04

São Paulo
2003


05.12.2003
PROF. DR. RODOLFO MOLINARI

**SYDNEI MARSSAL DE OLIVEIRA
MARCO AURÉLIO PALOS FRANCO**

**SERVO-VÁLVULA HIDRÁULICA
ALTERNADORA
DE VAZÃO**
ESTUDOS DE PROJETO, FABRICAÇÃO E CONTROLE

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo.

Área de Concentração:
Engenharia de Controle e
Hidráulica

Orientador
Prof.Dr. Rodolfo Molinari

São Paulo
2003

Aos Professores da Escola Politécnica, Amigos e Familiares pela paciência e compreensão sobre o nosso desenvolvimento. Que sejamos capazes de cumprir com as esperanças de todos.

AGRADECIMENTOS

Por ser um trabalho abrangente que trata de Projeto, Fabricação, Controle, necessitando de abordagens experimentais e analíticas em diversas áreas do conhecimento científico e tecnológico. Muitos foram os colaboradores que participaram direta ou indiretamente, da elaboração e confecção deste trabalho.

Gostaríamos de agradecer primeiramente ao Prof. Dr. Orientador Rodolfo Molinari, por compartilhar sua experiência e por todo seu suporte. Gostaríamos de agradecer a Prof. Dra. Larissa Driemeier por seu suporte em questões experimentais, ao Prof. Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza, ao Prof.Dr. Alexandre Kawano pela orientação na modelagem , ao colega de turma e Professor da FEI Álvaro Prado e ao Prof.Dr. Francisco Emilio Baccaro Nigro.

Por fim gostaríamos de agradecer a todo o departamento pelo suporte e disponibilidade de recursos imprescindíveis ao sucesso dos trabalhos.

Tendo em vista o grande número de vantagens que servos-sistemas hidráulicos podem oferecer, desenvolvemos o presente trabalho em que estudamos e discutimos os principais problemas e barreiras na construção e controle de uma servoválvula direcional de 4x3 vias de um estágio.

Primeiramente apresentaremos alguns resultados da pesquisa feita sobre os produtos existentes e faremos algumas observações quanto as opções de projeto.

Partiremos para a escolha da solução mais adequada e por fim entraremos no projeto físico da válvula propriamente dito.

Na parte de controle determinaremos a função de transferência do nosso sistema, faremos um breve resumo sobre os controladores e em seguida efetuaremos os cálculos para determinação do controlador e simularemos, buscando determinar os fatores críticos e discuti-los propondo soluções.

ABSTRACT

Keeping in mind the great number of advantages that the hydraulic servo-systems can offer, we develop the actual work to study and discuss the major problems and barriers about the construction and control of one stage directional servo valve.

First of all we will present some results of our research about existents products and we will make some observations about the options of design.

We will start choosing the best solution and then we will initialize the design of the valve.

About control we will find the transfer function of our system, we will make a review about some kinds of controllers and then the calculus to determine the controller to finally simulate to find the critical factors, discuss them and to propose solutions.

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1	INTRODUÇÃO	13
2	ESTUDO DE CASO	16
2.1	Apresentação do Caso	16
2.2	Projeto do Produto	18
2.2.1	Produtos Existentes	19
2.2.2	Proposta de Soluções	24
2.2.2.1	Quanto ao Formato da Válvula	25
2.2.2.2	Quanto ao Tipo de Conversor de Sinal Eletromecânico	25
2.2.2.3	Quanto ao Tipo de Sensor de Posição	26
2.2.2.4	Escolha dos Componentes e Cálculo de Parâmetros	27
3	PROJETO DA VÁLVULA	32
4	ANÁLISES DE CONTROLE	51
4.1	Modelagem	51
4.1.1	Transdutor	51
4.1.2	Solenóide	52
4.1.3	Válvula	57
4.2	Simulação	60
4.2.1	Cálculo das constantes	60
4.2.1.1	Parte elétrica	60
4.2.1.2	Parte hidráulica	61
4.2.2	Simulação do sistema sem o controlador	64
4.2.2.1	Simplificação do diagrama de blocos da planta	64
4.3	Controladores	66
4.3.1	Controladores PID	68
4.3.1.1	Controlador PID em tempo contínuo	68
4.3.2	Técnicas de projeto de controladores PID em tempo contínuo	70
4.3.2.1	Casos de amortecimentos	70
4.3.2.2	Definição das especificações da resposta transitória	71
4.3.3	Método do lugar das raízes	73
4.4	Projeto do controlador para controle de posição da válvula	74
4.4.1	Estrutura do sistema	74
4.4.1.1	Planta	75
4.4.1.2	Controlador	75
4.4.1.3	Ganho de entrada	76
4.4.1.4	Sensor	76
4.4.2	Estudo do sistema em malha aberta	76

4.4.3	Ferramenta para escolha do controlador pelo mét. do lugar das raízes	77
4.4.4	Requisitos	78
4.5	Comentários	81
5	CONCLUSÕES	84
6	BIBLIOGRAFIA	86
7	ANEXOS	87

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Circuito Hidráulico	16
Figura 2.2 - Esquema da Válvula Proposta	17
Figura 2.3 - Tipo de Solenóides e Espiras	20
Figura 2.4 - Tipos de LVDTs	21
Figura 2.5 - Potenciômetro	22
Figura 2.6 - Modelo Bosch - NG-10 - servo solenóide.	22
Figura 2.7 - Modelo Rexroth	23
Figura 2.8 - Modelo Moog - Com Motor de torque	23
Figura 2.9 - Modelo Sauer Danfoss	24
Figura 2.10 - Modelo de válvula Escolhido	28
Figura 3.1 - Válvulas de 2,3 e 4 "Lands"	33
Figura 3.2 - Tipos de Centros	34
Figura 3.3 - Centro Real x Centro Ideal	35
Figura 3.4 - Vista em Perspectiva do Modelo Paramétrico Preliminar	37
Figura 3.5 - Vista Lateral do Modelo Paramétrico Preliminar	38
Figura 3.6 - Carretel aberto à Direita	39
Figura 3.7 - Carretel aberto à Esquerda	39
Figura 3.8 - Carretel ao Centro	40
Figura 3.9 - Vista Explodida do Modelo Paramétrico Preliminar	41
Figura 3.10 - Relação entre Diâmetros do Carretel	42
Figura 3.11 - Novo Modelo com Dimensões normalizadas	45
Figura 3.12 - Modelo com Sensor e Espiras	47
Figura 3.13 - Modelo Final do Corpo da Válvula	48
Figura 3.14 - Camisa	49
Figura 3.15 - Modelo Final do Conjunto	49
Figura 4.1 - Transdutor	52
Figura 4.2 - Solenóide	53
Figura 4.3 - Diagrama de Blocos de Vea no solenóide	56
Figura 4.4 - Diagrama de Blocos de Fs no solenóide	57
Figura 4.5 - Desenho simplificado da válvula	57
Figura 4.6 - Diagrama de Blocos da Válvula	59
Figura 4.7 - Diagrama de Blocos do Modelo	59
Figura 4.8 - Planta	64
Figura 4.9 - Diagrama de bloco resultante	65
Figura 4.10 - Simplificação Planta	65
Figura 4.11 - Resposta em degrau do sistema não-compensado	66
Figura 4.12 - Modelo do sistema	75
Figura 4.13 - Lugar das raízes do sistema sem o controlador	78
Figura 4.14 - Região de escolha do controlador	79
Figura 4.15 - Lugar das raízes com a adição dos pólos e zeros	80
Figura 4.16 - Resposta em degrau do sistema compensado	81
Figura 4.17 - Sistema com o solenóide proporcional	82
Figura 4.18 - Resposta em degrau com um solenóide proporcional	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Vantagens e Desvantagens de sensores Hall.

29

INTRODUÇÃO

Tendo visto a dificuldade de penetração no mercado de automação, principalmente o brasileiro, de Sistemas de Controle Servo-Hidráulicos, decidimos investigar as causas e se essas seriam contornáveis. Uma questão que procuramos discutir foi a preferência por sistemas elétricos de acionamento, que em geral possuem fragilidade de desempenho em se tratando de grandes potências.

Buscamos enumerar as vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos. Segundo Linsingen (2001) uma infinidade de vantagens fazem dos sistemas hidráulicos, uma opção que não pode ser esquecida ou desprezada. Dentre estas vantagens destacamos:

- Baixa relação peso/potência, ou seja, transmissão de forças e torques elevados com dimensões relativamente reduzidas.

Exemplo: a relação peso/potência de um motor de 9 kW.

Motor elétrico DC – 75 a 150 N/kW.

Motor hidráulico – 1,5 a 15 N/kW.

- A facilidade de dissipação de calor, pelo próprio fluido.
- A existência de poucos componentes mecânicos.
- O fato de o fluido funcionar como lubrificante.
- O baixo atrito gerado entre as partes móveis.
- O fluido pode ser tratado como incompressível, em diversos casos.
- Sistemas hidráulicos, em comparação com motores elétricos, possuem altas frequências naturais, tendo assim uma grande capacidade de resposta em partidas, paradas, reversões, já que esses sistemas não têm de lidar com forças inerciais como as que os sistemas elétricos possuem.
- Os atuadores hidráulicos podem operar sob condições contínuas, intermitentes, alternadas sem maiores danos.

- Segurança eficaz contra sobrecargas através do uso de válvulas limitadoras de pressão, evitando danos ao sistema.
- Uma mesma plataforma hidráulica pode operar atuadores lineares e rotacionais, com altas velocidades e acelerações.
- Sistemas hidráulicos possuem uma maior rigidez, permitindo um excelente controle de posição, com pequeno erro.
- Em sistemas hidráulicos as transmissões são relativamente simples e para se reservar energia basta utilizarmos acumuladores.

Algumas desvantagens devem ser lembradas, como:

- O acionamento hidráulico não é de fácil disponibilidade, necessitando de uma plataforma geradora de pressão e vazão.
- Tolerâncias muito estreitas acarretam num custo elevado.
- O fluido hidráulico impõe um limite de temperatura.
- Deve se manter sempre a atenção em manter o fluido limpo e livre de contaminação, o acarreta em custos de manutenção.
- A análise de perdas de pressão, durante o escoamento são muito complicadas.
- Os Sistemas Hidráulicos não são tão flexíveis em baixas potências.
- Custo elevado em relação aos sistemas mecânicos e elétricos compatíveis.

Na busca por mais entendimento, decidimos elaborar o trabalho que segue, onde agrupamos algumas ferramentas para desenvolvimento de produtos para a automação, buscamos entender e explorar a metodologia de criação e implementação de produtos para indústria e analisamos a viabilidade do produto em substituição aos seus similares.

O trabalho é dividido em dois grandes blocos, um trata do projeto físico da válvula e o outro dos estudos sobre o controle da válvula.

Nos estudos sobre o projeto da válvula seguimos a seguinte ordem:

- Busca aprofundada de produtos existentes
- Determinação dos fatores importantes no projeto de válvulas de precisão
- Levantamento dos requisitos para o nosso projeto

- Seleção de componentes e determinação de parâmetros do transdutor linear e do conversor de sinal eletromecânico.
- Cálculo e determinação dos parâmetros de projeto, dimensões da válvula, formas de acoplamento e forma do carretel.
- Seleção de vedações, elementos de fixação e materiais.
- Geração dos desenhos de conjunto e fabricação mais significantes.

Já os estudos que envolviam o controle seguiram a seguinte ordem:

- Modelagem do sistema: Determinação do modelo, desenvolvimento das equações, obtenção da transformada de Laplace e construção do diagrama de blocos de cada componente do sistema e de todo o sistema.
- Escolha do controlador: Construção do diagrama de blocos no Simulink, determinação das constantes na planta, obtenção do lugar das raízes da planta, aproximação do sistema para 2ª ordem, determinação dos requisitos de controle (tempo de resposta (ou assentamento), máximo sobre sinal, tempo de subida, tempo de atraso, instante de pico), determinação das constantes do controlador.
- Simulação do sistema: Verificação do comportamento da válvula dada uma tensão de referência, analisar a resposta em degrau e rampa e verificação do atendimento aos requisitos de controle.

Por fim concluiremos o trabalho, tendo gerado um projeto capaz de indicar quais os fatores críticos tanto para o projeto físico da válvula como para o controle da mesma.

ESTUDO DE CASO

Com o intuito de desenvolver um produto representativo de servo-controle hidráulico, tivemos de escolher um componente de grande utilização em automação, no caso, uma válvula direcional. Nesse capítulo serão apresentados diversos aspectos do produto, seus requisitos e suas especificações.

2.1 Apresentação do Caso

A válvula direcional será de 4x3 vias, essa escolha foi feita buscando um componente de controle responsável pela substituição de sistemas elétricos de posicionamento. Esses sistemas, em geral, compostos de moto-reductor com “Encoder” angular e fuso de esferas com Transdutor Linear, como os “Encoders” lineares, serão comparados com sistemas hidráulicos, como o da figura abaixo:

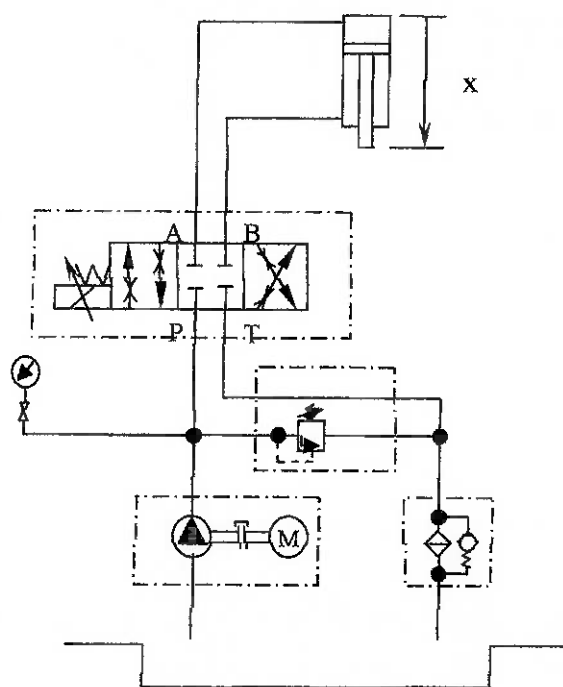


Figura 2.1 - Circuito Hidráulico

O circuito hidráulico é composto de:

- Reservatório de óleo
- Bomba de Engrenagens
- Motor Trifásico
- Válvula Limitadora de Pressão
- Manômetro
- Filtro
- Pistão de Dupla Ação
- Sensor de Posição do Atuador
- Servo-Válvula

Na busca pela faixa de aplicação dos sistemas hidráulicos, iremos comparar exatamente as diferenças de custo, para diferentes potências, dos sistemas elétricos em relação ao custo dos sistemas hidráulicos, para tanto deverão ser levados em conta todos os custos dos componentes que os diferenciam.

A Servo-Válvula proposta é composta de:

- Um LVDT (*linear variable differential transducer*), ou outro transdutor linear.
- Um ou dois solenóides.
- Uma válvula 4x3 vias.

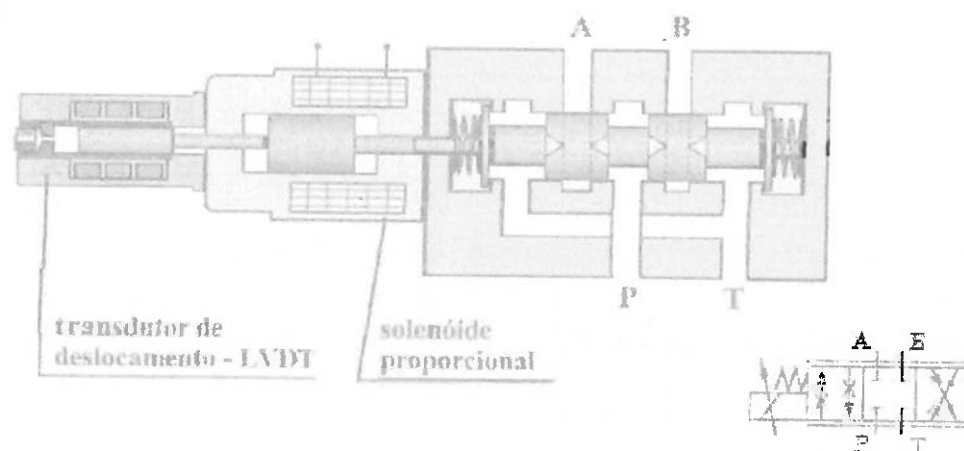


Figura 2.2 – Esquema da Válvula Proposta

A necessidade de um ou dois solenóides ainda deve ser discutida, após uma avaliação de onde desejamos que a válvula tenha seu ponto de parada.

2.2 Projeto do Produto

Antes de iniciar qualquer tipo de seleção, ou dimensionamento, fizemos um levantamento de alguns requisitos a serem determinados. Por não haver um pedido, ou uma aplicação pré-concebida, muitos dos requisitos ficaram em aberto, sendo determinados de maneira prática ou por conveniência.

Requisitos a serem determinados:

- Resolução do Posicionamento (para seleção do transdutor linear)
- Vazão Máxima (para determinação de algumas dimensões da válvula)
- Pressões Necessárias (para forças)
- Forças no Carretel (para seleção do Solenóide, e função transferência).
- Critérios de Fabricação da Válvula (Rugosidades, Tolerâncias geométricas e dimensionais).
- Com o intuito de baratear e simplificar a fabricação. Os componentes que serão construídos devem utilizar materiais comuns.
- Na compra de componentes prontos deve se buscar produtos comuns de baixo custo e que atendam satisfatoriamente os requisitos.
- O produto deve possuir apenas peças intercambiáveis.

Para termos uma visão de como proceder, enumeramos algumas atividades necessárias no desenvolvimento do produto.

Atividades:

- 1) Determinação de Requisitos
- 2) Seleção dos Componentes (Solenóide, LVDT ou outro Sensor externo possivelmente potenciômetro).
- 3) Fabricação da Válvula 4x3 vias
 - Seleção do Material da Carcaça em função do sistema de fabricação (usinagem, fundição, injeção).
 - Determinação das dimensões
 - Determinação da constante das molas
 - Determinação do Material do Carretel
 - Determinação das Tolerâncias
 - Determinação dos acabamentos superficiais
 - Geração dos Desenhos de Conjunto e Fabricação
- 4) Aquisição do Solenóide, LVDT ou outro sensor linear.

2.2.1 Produtos Existentes

Através de uma vasta pesquisa em diversos meios como, Internet, catálogos de fabricantes, tivemos uma apresentação dos componentes existentes hoje, como servo-válvulas, “LVDTs” e solenóides.

Conversores de Sinal Eletromecânicos:

Solenóides:

Muitos foram os modelos encontrados disponíveis no Mundo, porém focamos nossa busca em produtos nacionais e de fácil acesso. Dentre os modelos encontrados, alguns serão apresentados abaixo:



Figura 2.3 – Tipo de Solenóides e Espiras

Transdutores Lineares:

LVDT:

Apesar de encontrarmos muitos fabricantes, poucos tem representação no Brasil. Um dos contatos que tivemos foi com a empresa MG-EXIM, localizada em São Bernardo e representante de uma empresa chamada “Solartron”, que fabrica e distribui esse tipo de componente.

Os *LVDTs* ou (*linear variable differential transducer*), são sensores magnéticos que através da medição do campo induzido em dois enrolamentos, determina em que posição seu carretel está, esses sensores possuem um sinal senoidal como entrada e são muito precisos. Abaixo apresentamos alguns modelos de *LVDTs*.

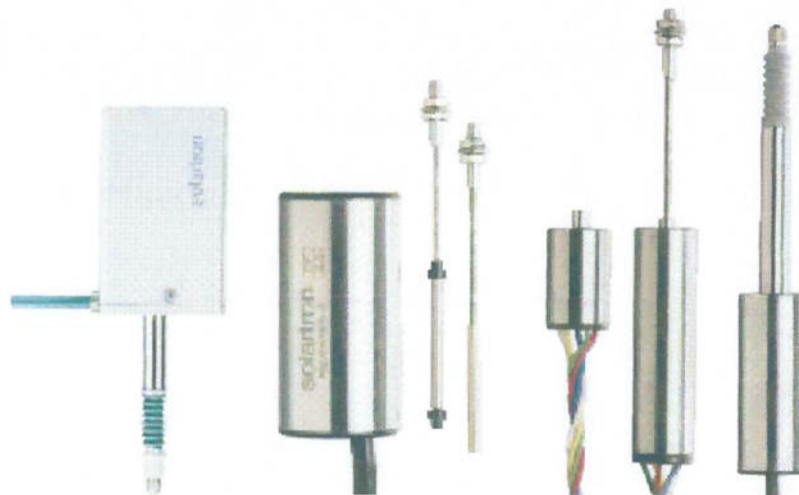


Figura 2.4 – Tipos de LVDTs

Para podermos estimar o custo de um sensor desses, selecionamos um modelo que fosse no mínimo similar ao que usaríamos, esse modelo possuía retorno por mola, curso de 5mm e precisão de $2,5 \mu\text{m}$ e um preço de cerca de R\$ 2000,00. Por não possuirmos recursos compatíveis, resolvemos procurar um transdutor capaz de substituir o *LVDT*, como o Potenciômetro.

POTENCIÔMETRO:

Os Potenciômetros são mais baratos, porém, esses possuem uma tolerância muito grande de resistência, no mínimo 10%, o que poderia inviabilizar sua utilização. Seu uso ainda não foi descartado, mas caso utilizemos esse tipo de sensor, teremos de lidar também com erros de linearidade de 2%. Abaixo é mostrado o modelo de potenciômetro, que acreditamos ser ideal para esse tipo de aplicação:

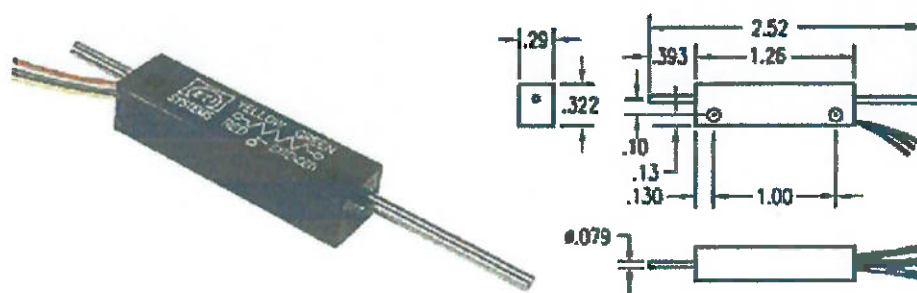


Figura 2.5 – Potenciômetro

Servo-Válvulas:

Encontramos fabricantes em todos os países desenvolvidos, em geral, esses estavam associados a pólos de tecnologia, principalmente a indústria aeroespacial. Estados Unidos, Alemanha, França, Itália, Japão e Coréia são possuidores dessa tecnologia. Abaixo apresentaremos os modelos mais encontrados:

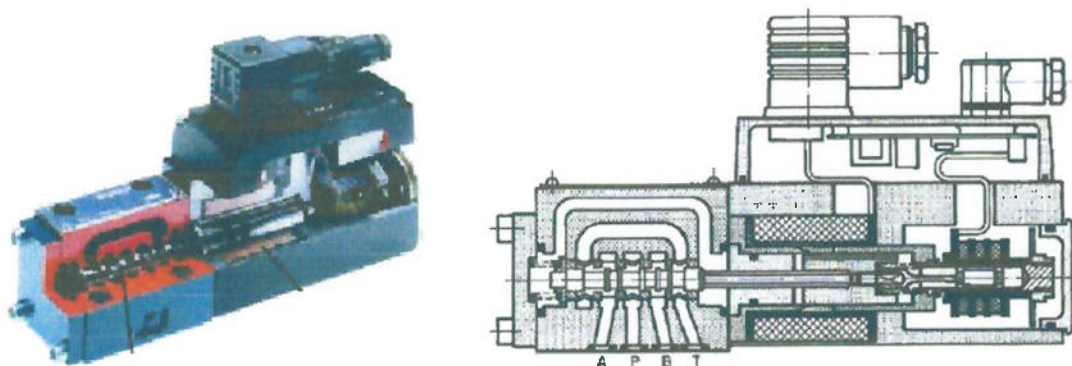


Figura 2.6 - Modelo Bosch - NG-10 - servo solenóide.

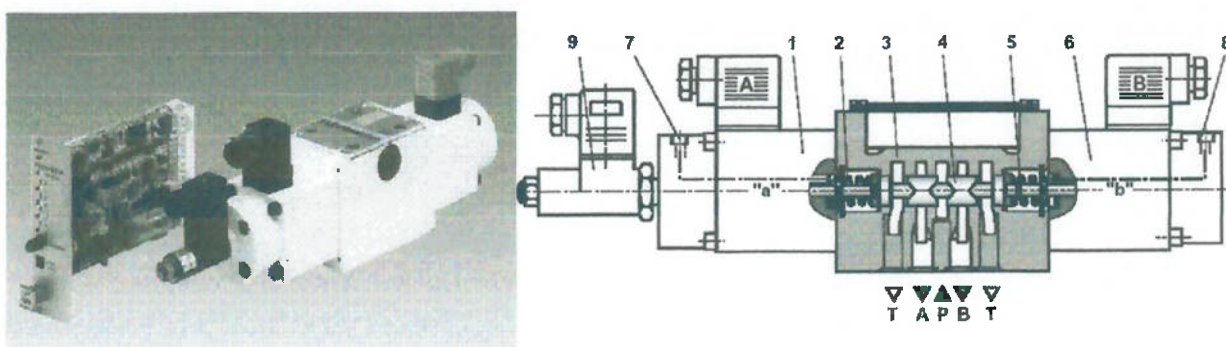


Figura 2.7 - Modelo Rexroth - Válvulas Direcionais Proporcionais de 4/2 e 4/3 vias - Diretamente Operadas, Tipo 4 WRE, Série 1X com Realimentação Elétrica

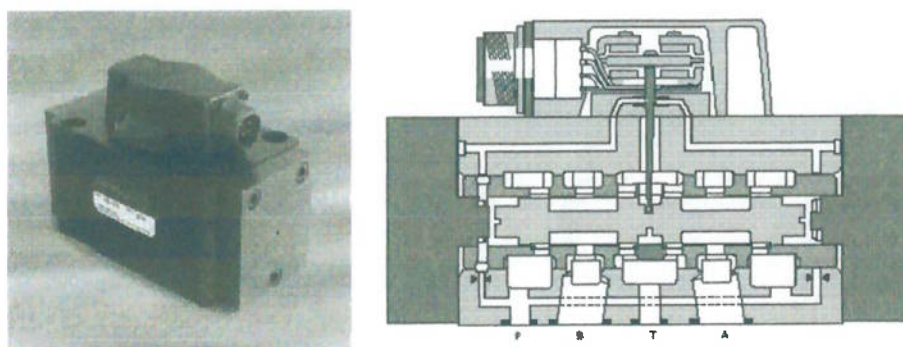


Figura 2.8 - Modelo Moog – Com Motor de torque

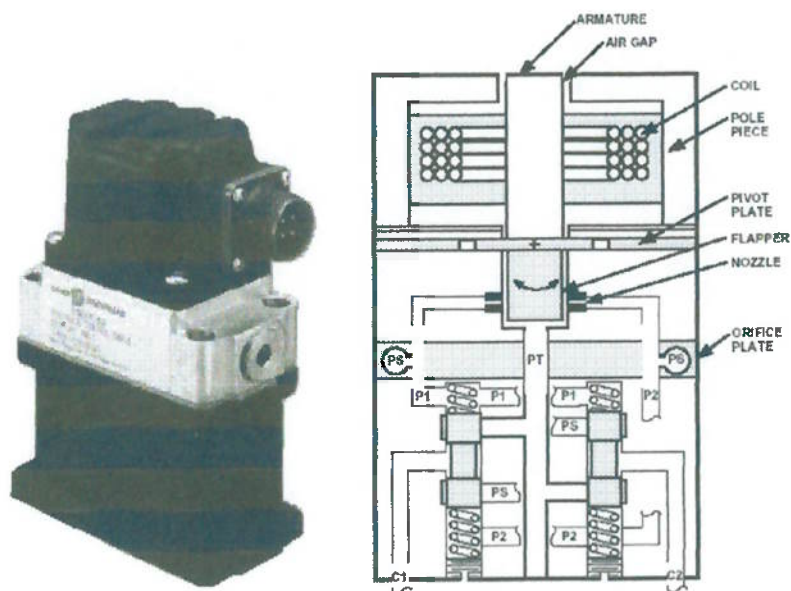


Figura 2.9 - Modelo Sauer Danfoss

2.2.2 Proposta de Soluções

Para que pudéssemos escolher o Layout da Válvula, o tipo de conversor de sinal eletromecânico e o tipo de transdutor linear, tivemos de definir alguns aspectos relevantes. Após um levantamento de algumas opções existentes, seguimos com uma pesquisa de custo, o que se mostrou um processo lento e difícil, já que os fornecedores não possuem representação no Brasil. Abaixo serão mostradas as opções que avaliamos, e as opções que ainda estamos avaliando.

2.2.2.1 Quanto ao Formato da Válvula

Quando iniciamos nossa pesquisa, rapidamente notamos que o Layout das Válvulas variam bastante, porém um formato é mais popular em relação aos outros. Para nós o principal requisito foi de que a válvula seria de simples fabricação, sendo assim decidimos em manter o Layout tradicional, o que nos traria vantagens construtivas, já que seria um formato comum e conhecido para a mão-de-obra brasileira. O Modelo em questão é o da Figura 2.6.

Nesse Layout o Conversor de Sinal Eletromecânico fica posicionado ao lado da válvula, assim como o sensor de posição. Também existem válvulas em que o Conversor de Sinal Eletromecânico fica em cima da válvula, porém em geral são utilizados apenas quando o Conversor de Sinal Eletromecânico é um motor de torque, como mostrado na Figura 2.8.

Obviamente a escolha do formato da válvula depende do tipo de Conversor de Sinal Eletromecânico escolhido, o que faz do primeiro modelo, uma opção mais flexível já que este tolera diversos tipos de Conversores de Sinal Eletromecânico.

2.2.2.2 Quanto ao Tipo de Conversor de Sinal Eletromecânico

Muitas são as opções de Conversores de Sinal Eletromecânico, abaixo estão listadas algumas:

- Bobina Móvel
- Solenóide
- Motor de Torque
- Motor de Passo Linear
- Motor de Passo Rotacional, com Engrenagem e Cremalheira.

Numa primeira avaliação de custo verificamos que o Conversor de Sinal Eletromecânico mais barato de todos é o Solenóide, com um custo inferior a R\$ 100,00. Tanto as Bobinas Móveis quanto os Motores de Torque possuem limitações quanto à potência. Os Motores de Passo Linear são extremamente caros por serem

importados e por possuírem grande precisão, seu custo excede facilmente US\$ 500,00. Já os Motores de Passo Rotacional são mais comuns, porém esses teriam de estar associados a um conjunto Engrenagem-Cremalheira, o que aumenta consideravelmente o custo, cerca de R\$ 300,00.

Os Solenóides obrigatoriamente devem estar associados a um sensor de posição, responsável pela realimentação elétrica, nessa situação eles são chamados de Solenóides Proporcionais, isso encarece em muito o seu custo. Já sistemas discretos como os motores de passo, teoricamente podem ser utilizados em malha aberta, desde que se garanta que não ocorra perda de passo.

2.2.2.3 Quanto ao Tipo de Sensor de Posição

Os sensores de posição serão necessários sempre que necessitarmos de realimentação, mesmo em sistemas discretos esses sensores podem ser necessários caso não existam garantias no controle de passo.

Abaixo estão listados alguns tipos de sensores ou transdutores lineares:

- *LVDT (linear variable differential transducer)*
- Potenciômetro
- *Encoder Linear*

Os *LVDTs* se mostraram proibitivos já que custam cerca de R\$2000,00 e apesar de serem os mais usados nesse tipo de equipamento, tivemos de procurar novas soluções compatíveis com nossa disponibilidade de recursos.

Os Potenciômetros de precisão são difíceis de encontrar no Brasil e mesmo estes possuem grandes falhas de precisão, porém seu custo é muito inferior em relação aos *LVDTs*.

Os *Encoders Lineares* são muito precisos assim como os *LVDTs*, porém seu custo é elevado e também foge do objetivo de baratear o custo da válvula.

Após uma pesquisa sobre os componentes eletrônicos que poderiam ser usados como sensores, chegamos aos sensores de efeito Hall, ou “Hall-Effect Sensors”, que geram uma saída analógica que varia linearmente com o fluxo magnético que atravessa o sensor. O custo desse sensor seria da ordem de uma

dezena de reais, ou seja, centenas de vezes inferiores ao custo de qualquer outro sensor avaliado anteriormente.

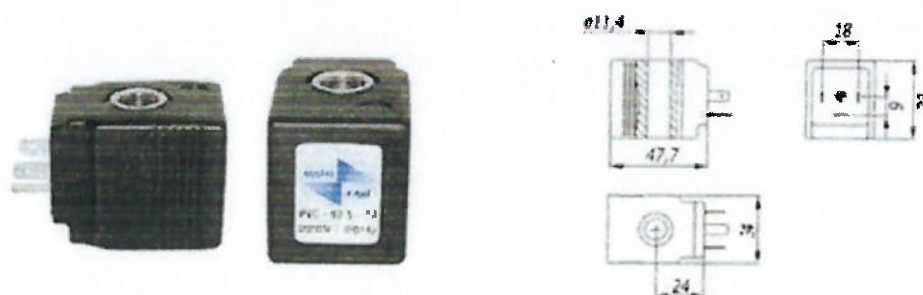
2.2.2.4 Escolha dos Componentes

O Conversor de Sinal Eletromecânico primeiramente escolhido, pelo baixo custo e pela larga utilização em produtos existentes, foi o Solenóide, que será testado com a finalidade de se constatar sua controlabilidade.

Primeiramente selecionamos um Solenóide de Acionamento de 15,5 Watts como o da figura abaixo:



Porém esse tipo de solenóide apresentou uma falha, por seu êmbolo não possuir secção transversal constante, as forças não são constantes para uma mesma entrada de tensão e corrente em diferentes posições. Sendo assim tivemos de trocar por outro modelo, no caso, são bobinas que não vêm com êmbolos, que tiveram de ser fabricados antes dos testes de força. O modelo selecionado possui 20 Watts e 12 Volts em corrente contínua como alimentação.



Serão necessárias duas bobinas, uma para avançar e outra para recuar, cada uma no valor de R\$ 45,00.

No produto final utilizaremos apenas as espiras sem um invólucro, o que nos possibilita mais flexibilidade dimensional, e faz com que o preço caia cerca de 30%. Num protótipo talvez ainda mantenhamos a forma inicial de fábrica para reduzir o trabalho de montagem do aparato, porém em todos os desenhos apresentados nesse trabalho só serão encontradas as espiras sem invólucro o que evidencia a intenção de gerar um produto de baixo custo.

O Layout de Válvula escolhido foi o mais tradicional, com o Conversor de Sinal Eletromecânico acoplado à lateral da Válvula.

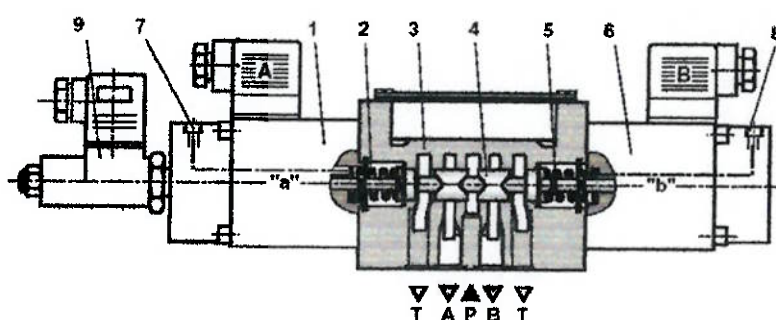


Figura 2.10 – Modelo de válvula Escolhido

Porém decidimos por manter os dois enrolamentos das espiras do mesmo lado, o que tira a necessidade de mais uma vedação tipo “gaxeta” que é um elemento crítico, pois não pode permitir vazamentos em altas pressões, nem adicionar atrito demais ao sistema.

O Sensor de Posição foi o mais difícil de ser escolhido, devido à dificuldade de se encontrar um Sensor de custo compatível com nossos recursos, porém encontramos uma alternativa de custo inferior. No nosso segundo modelo de válvula utilizaremos um sensor de efeito Hall. Os sensores de efeito Hall escolhidos possuem pequenas dimensões, com cerca de 5mm x 5mm x 2mm, além de três pinos de conexão elétrica, um pino (Vcc) para a alimentação de +5V, um pino neutro (Terra), e um pino de saída, que gera um sinal analógico representando o fluxo magnético que atravessa o sensor.

Na tabela abaixo estão colocadas algumas vantagens e possíveis desvantagens que podemos encontrar utilizando esse tipo de sensor:

Vantagens	Desvantagens
Simples aquisição de sinal	Pode sofrer histerese além do aceitável
Baixo Custo	Pode ser influenciado pelo campo magnético gerado pelas espiras do solenóide.
Pequenas Dimensões	Não pode operar em ambiente contaminado por óleo.
	Seu resultado pode variar com a temperatura
	O fluxo magnético não varia linearmente com a distância da fonte geradora do fluxo.

Tabela 2.1 – Vantagens e Desvantagens de sensores Hall.

Sem dúvidas a grande vantagem na utilização desse tipo de sensor é o baixo custo da ordem de uma dezena de reais, o fato de ser pequeno possibilita uma redução do volume ocupado pela válvula, porém esse benefício é relativo já que geralmente não existem problemas quanto às dimensões da válvula.

Já as desvantagens podem impossibilitar a utilização de sensores de efeito Hall, a pior das desvantagens é a histerese que o sensor pode apresentar, afinal um grande efeito de histerese irá afetar na qualidade da resposta do transdutor, podendo obrigar que a válvula opere apenas em baixas frequências ou que talvez nem em baixas frequências a qualidade de resposta seja suficiente para um bom funcionamento.

A interferência eletromagnética gerada pelas próprias espiras do solenóide pode afetar a resposta do transdutor o suficiente para impossibilitar a sua utilização, acreditamos ser possível isolar magneticamente o sensor dos campos gerados pela válvula, pela distância e pelos materiais não ferrosos que ligam o solenóide ao gerador de fluxo. No caso utilizaremos um ímã de pequenas dimensões porém de alta capacidade magnética como gerador do fluxo magnético. No caso de trabalharmos com grandes deslocamentos do carretel os efeitos de histerese e interferência magnética seriam amplificados, ou seja, devemos buscar os menores deslocamentos do carretel que forem possíveis. Como o fluxo magnético diminui ao quadrado com o afastamento da fonte geradora de fluxo uma grande variação na distância forçaria o sensor a perceber pequenos fluxos, aumentando a suscetibilidade a interferências eletromagnéticas. As interferências magnéticas externas à válvula geradas por outros enrolamentos, condutores, motores, entre outros geradores de fluxo magnético também devem ter um tratamento especial, ou seja, devemos utilizar um material não ferroso como invólucro do sensor e do ímã, que sirva como isolante magnético.

A utilização desse sensor também pode limitar a faixa de temperaturas em que a válvula pode operar, porém isso pode ser resolvido com um controle adaptativo, o que encarece o sistema mas só é necessário em alguns casos específicos.

O fato de o componente não poder trabalhar em ambiente contaminado por óleo, por questões de isolamento elétrico, obriga que encapsulemos o componente em alguma resina isolante, ou então que o coloquemos do lado de fora da válvula, o que pode aumentar suscetibilidade à histerese e à interferência eletromagnética, porém caso isso seja possível teríamos uma válvula hermeticamente isolada o que nos possibilita uma menor preocupação com vazamentos.

Como a saída do sensor não será linear, já que o fluxo magnético não varia linearmente com a variação de distância da fonte de fluxo magnético, no caso um ímã de alta capacidade de fluxo, teremos de implementar um sistema que linearize a resposta, o que encarece o produto e dificulta o projeto.

Conseguimos uma amostra de sensor de efeito Hall da fabricante Allegro Microsystems, Inc., no Anexo 1 apresentamos um gráfico com a variação do sinal de saída em função do valor de Vcc e do fluxo magnético que atravessa o sensor. No

mesmo anexo existe uma tabela que apresenta os dados e linearidade de cada curva de saída.

O **Anexo 2** trata do funcionamento de sensores de efeito Hall, e algumas aplicações típicas, porém os sensores mostrados no anexo não possuem a mesma aplicabilidade do sensor que estaremos utilizando, afinal o sensor que estamos utilizando possui uma precisão e uma sensibilidade muito superior aos comumente encontrados no mercado.

PROJETO DA VÁLVULA

As servoválvulas são sem dúvidas os componentes mais sensíveis do sistema hidráulico, sendo sua controlabilidade dependente da precisão geométrica e dimensional, das cargas geradas por atrito, das características de resposta de seus Conversores de Sinal Eletromecânicos e Transdutores, além é claro do próprio sistema de controle.

No projeto físico da servoválvula foram tratados os aspectos construtivos da válvula, como dimensões, características geométricas, seleção de vedações e seleção de componentes de fixação como parafusos.

Na primeira fase foram escolhidos aspectos do Layout da válvula, o número de “lands”, o tipo de disposição das entradas e saídas, a disposição das vedações, tampas, vedações e parafusos. Nessa fase buscou se otimizar aspectos de fabricação, montagem e fatores que interferissem na controlabilidade.

Na segunda fase determinamos as dimensões mais críticas para o projeto como o diâmetro do carretel, largura de “lands”, câmara de molas, diâmetro de entradas e saídas, e dimensões gerais como largura, comprimento e altura da válvula.

Na terceira fase selecionamos os componentes como anéis de vedação, gaxetas e parafusos, além de discutirmos a escolha dos materiais envolvidos, dos processos de fabricação, das tolerâncias dimensionais e geométricas, e das características de operação e manutenção da válvula.

Um dos muitos parâmetros a serem determinados no projeto de uma válvula direcional de carretel é o número de “lands” que esta possuirá. Os “lands” são os ressaltos do carretel e em geral uma válvula costuma possuir dois, três ou quatro.

O problema é que quanto mais “lands” melhor balanceada será a válvula, porém sua construção será dificultada pelo aumento do comprimento do carretel.

Uma válvula de dois “lands” é estaticamente desbalanceada o que faz de seu uso algo raro, já a válvula de três “lands” é estaticamente balanceada e por

possuir um número intermediário de “lands” é a mais usada. A figura abaixo ilustra os diferentes tipos de válvulas.

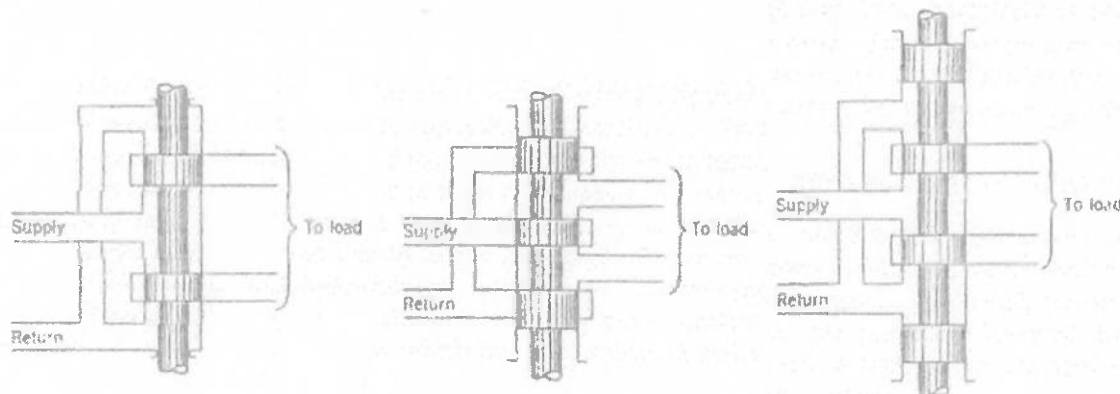


Figura 3.1 - Válvulas de 2,3 e 4 “Lands”

A nossa primeira escolha será por uma válvula de 3 ou 4 “lands” . A válvula de 3 canais tem vantagens pois apresenta apenas 3 dimensões críticas, entretanto, essas válvulas não apresentam o mesmo comportamento dinâmico que as válvulas de 4 “lands”, sendo essas mais comuns em válvulas de alto desempenho. A nossa escolha será por uma válvula de 4 “lands”.

Um dos objetivos quando projetamos uma válvula é de tentar aproximar seu comportamento ao comportamento de uma válvula de centro crítico, pois permitiria obter ganhos lineares de vazão, melhorando a controlabilidade.

Para evitarmos que o comprimento do caminho no retorno seja diferente, trabalharemos com placas de ligação G 67/01, já que nessas placas a conexão dos canais de retorno se dá fora da válvula.

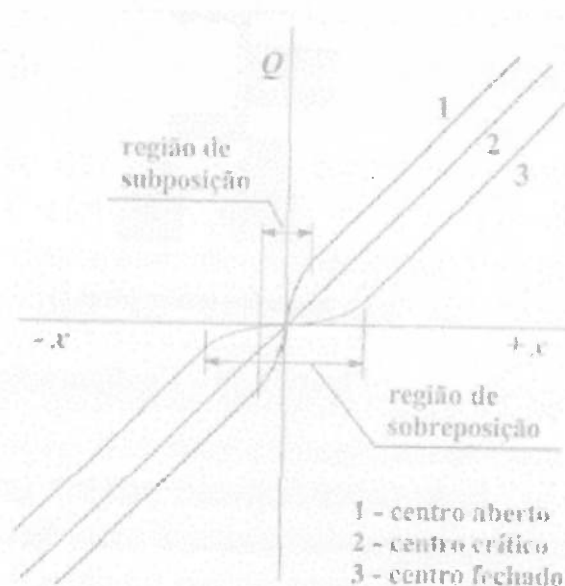


Figura 3.2 – Tipos de Centros

Podemos ter três tipos de centros (fechado, crítico e aberto). Sendo que os centros fechado e aberto produzem ganhos de vazão não-lineares próximos ao ponto nulo ($x=0$).

O maior problema é que a válvula de centro crítico é uma idealização, já que a válvula quando submetida a uma diferença de pressão não deve apresentar vazamentos, ou seja, a folga radial deve ser nula o que é impossível por dois motivos básicos, o atrito e os processos de fabricação.

Por mais sofisticados que sejam os processos de usinagem, mesmo com acabamento superficial por lapidação, os cantos das “lands” ou pórticos ficam arredondados. Mesmo numa situação em que raio do canto do pórtico é muito reduzido (aproximadamente $3\ \mu\text{m}$), a folga já é suficiente para provocar vazamentos. Vale lembrar que os atuadores desse tipo de válvula não possuem grande capacidade de força o que nos obriga a manter as forças de acionamento baixas e por conseguinte uma certa folga radial.

Para tentar compensar essa folga costuma-se aumentar o comprimento das “lands”, como mostrado na figura abaixo.

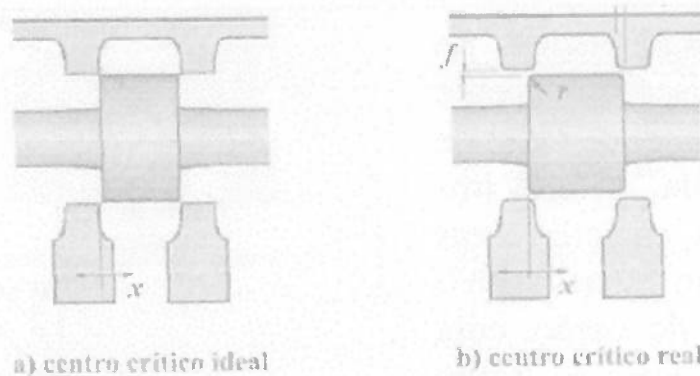


Figura 3.3 – Centro Real x Centro Ideal

Com esse procedimento ocorre uma certa sobreposição e com ela, um certo atraso na resposta ao sinal de entrada, tendo um comportamento de centro fechado.

Quanto às dimensões dos canais, essas devem manter correspondência com as dimensões da conexão. Através dos catálogos da Parker Hydraulics obtivemos a seguinte equação para a determinação do diâmetro dos canais.

$$D = \sqrt{\frac{Q \cdot 0,4081}{V}} \quad (3.1)$$

onde:

Q = vazão em galões por minuto (gpm)

D = diâmetro da conexão em polegadas

V = velocidade do fluido em pés por segundo

Quanto maiores as velocidades, maiores serão os efeitos viscosos no escoamento, para evitar efeitos indesejáveis o catálogo indica uma velocidade de 10 pés/s. O que nos ajuda pois quanto menores forem os diâmetros, mais difícil será controlar sua qualidade dimensional e geométrica.

A distância entre “lands”, o a folga radial e o raio do canto das “lands” devem trabalhar com tolerâncias muito fechadas, em válvulas de alta performance por volta de $\pm 0,0025\text{mm}$ e em alguns casos podendo chegar a $\pm 0,0076\text{mm}$. Essas tolerâncias são muito importantes porque elas tem um efeito pronunciado no ganho de vazão e na sensibilidade da pressão próxima ao nulo.

Em válvulas proporcionais de carretel deslizante, segundo Linsingen (2001), o carretel possui usualmente diâmetro da ordem de 4 a 12 mm, e o seu deslocamento fica na faixa de ± 1 a ± 4 mm, para vazões variando entre 5 e 200 lpm e pressão máxima de operação da ordem de 350 bar.

Dentre os diversos fatores que podem levar a uma falha na operação dos sistemas hidráulicos devemos lembrar que a manutenção da qualidade do fluido é a causa principal das falhas, de 70 a 90%. Num sistema que possui servoválvulas o problema é profundamente ampliado, já que a presença de contaminantes pode e leva ao entupimento, ao desgaste prematuro, a corrosão entre outros modos de falha que afetam tanto na vida e disponibilidade do equipamento como no seu desempenho.

Vale lembrar que rígidos controles de qualidade do fluido devem ser aplicados em sistemas com servoválvulas, a checagem dos filtros e a análise química e férrica, devem ser aplicadas para monitorar a presença de contaminantes como água, ar, partículas metálicas, areia, entre outros.

GERAÇÃO DO MODELO PRELIMINAR COM DESENHOS PARAMÉTRICOS

Uma das mais eficazes ferramentas de projeto são os desenhos paramétricos, com eles pode-se definir uma forma e controlar os parâmetros que orientam suas proporções.

Para este projeto utilizamos um software chamado AutoDesk Inventor, com esta ferramenta geramos os desenhos paramétricos que nos possibilita alterar com facilidade os parâmetros de forma e dimensão da válvula.

A figura a seguir mostra uma vista em perspectiva da válvula gerada nesse software.

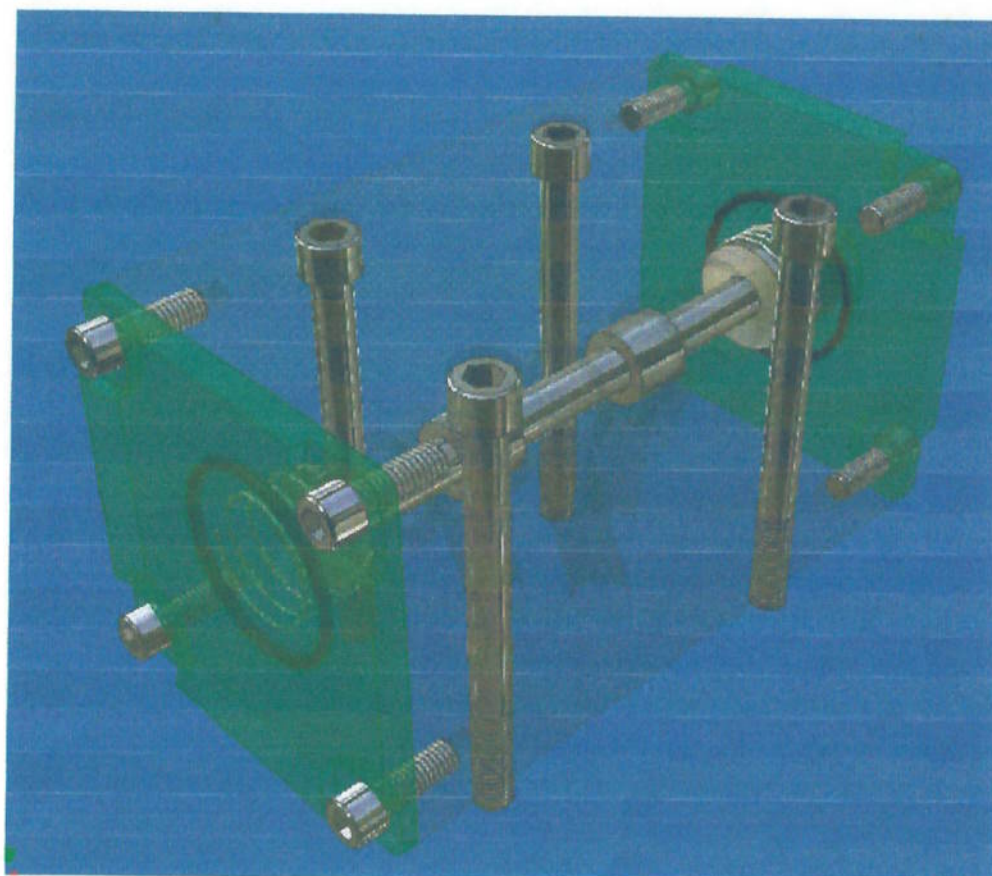


Figura 3.4 – Vista em Perspectiva do Modelo Paramétrico Preliminar

A figura a seguir mostra uma vista lateral da válvula em que se pode identificar todos os seus componentes.

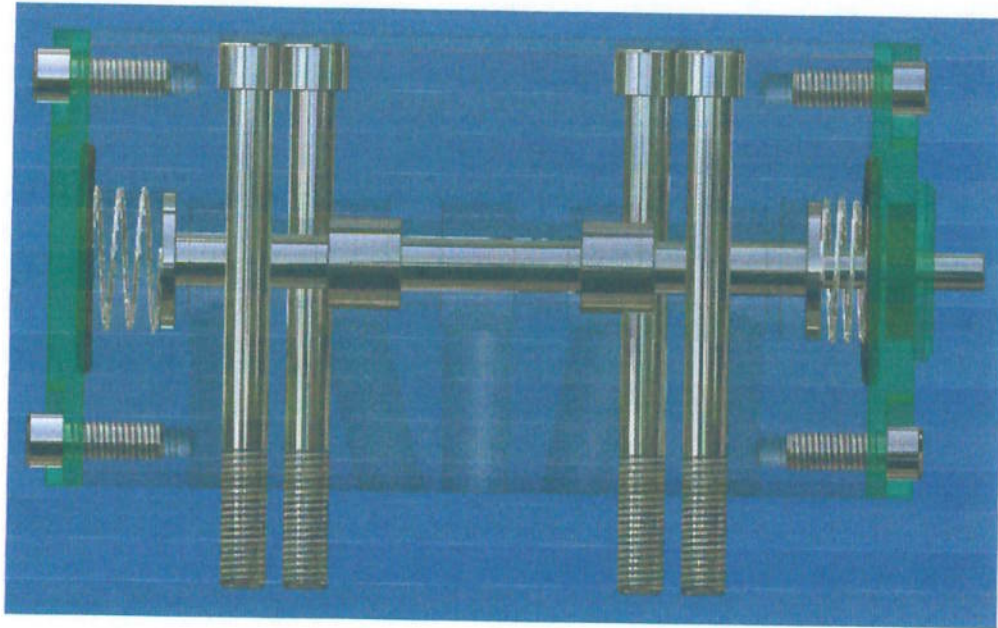


Figura 3.5 – Vista Lateral do Modelo Paramétrico Preliminar

Nessa figura podemos entender que componentes formam a válvula:

- Carretel
- Corpo da válvula
- Tampas, Frontal e Traseira
- Molas de Retorno
- Vedações das Tampas
- Vedação da Haste do Carretel
- Parafusos das Tampas
- Parafusos de Fixação da Válvula

A figura a seguir mostra de maneira simplificada sua posição de abertura com carretel à direita:

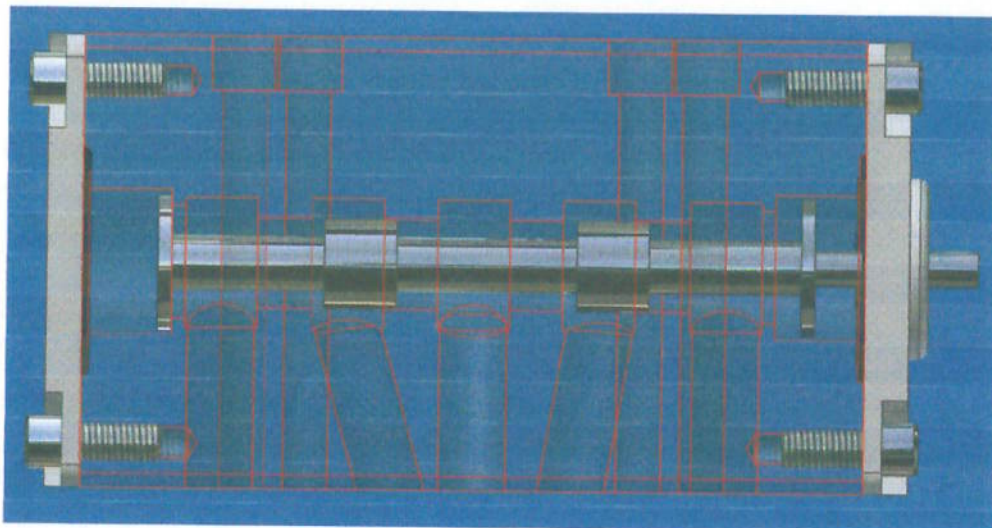


Figura 3.6 – Carretel aberto à Direita

A figura a seguir mostra de maneira simplificada sua posição de abertura com carretel à esquerda:

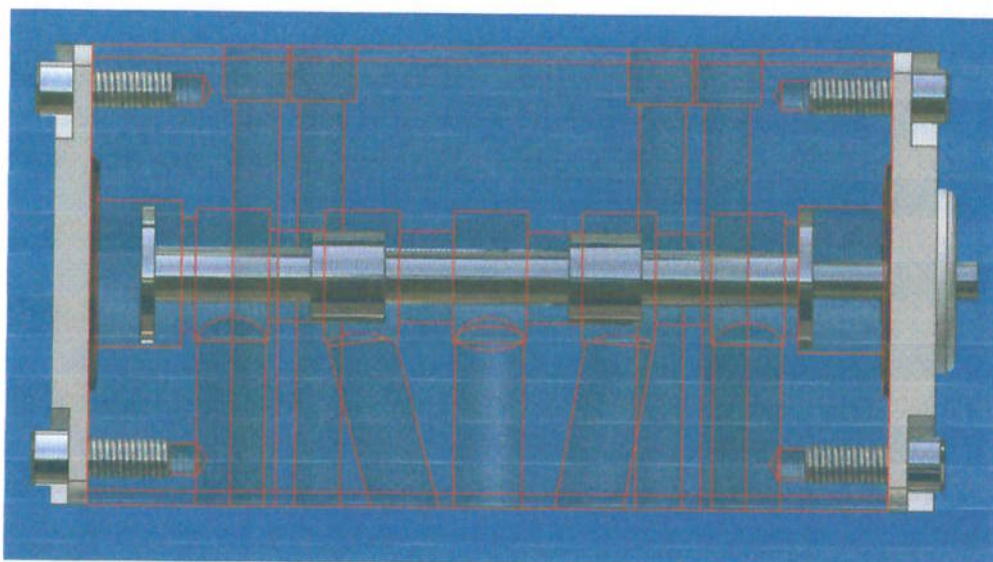


Figura 3.7 – Carretel aberto à Esquerda

A figura a seguir mostra de maneira simplificada sua posição de fechamento com carretel ao centro:

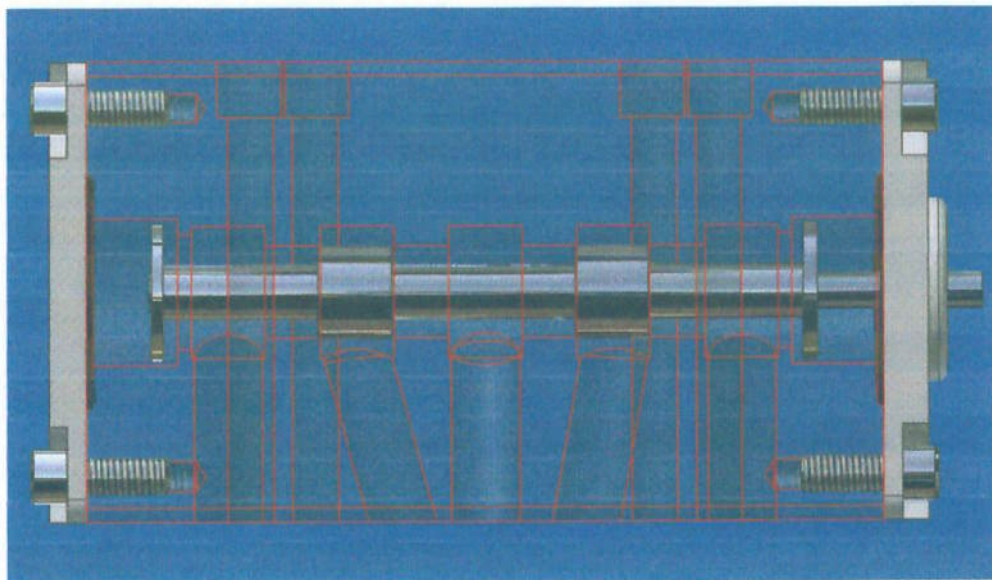


Figura 3.8 – Carretel ao Centro

A figura a seguir mostra uma vista explodida do conjunto.

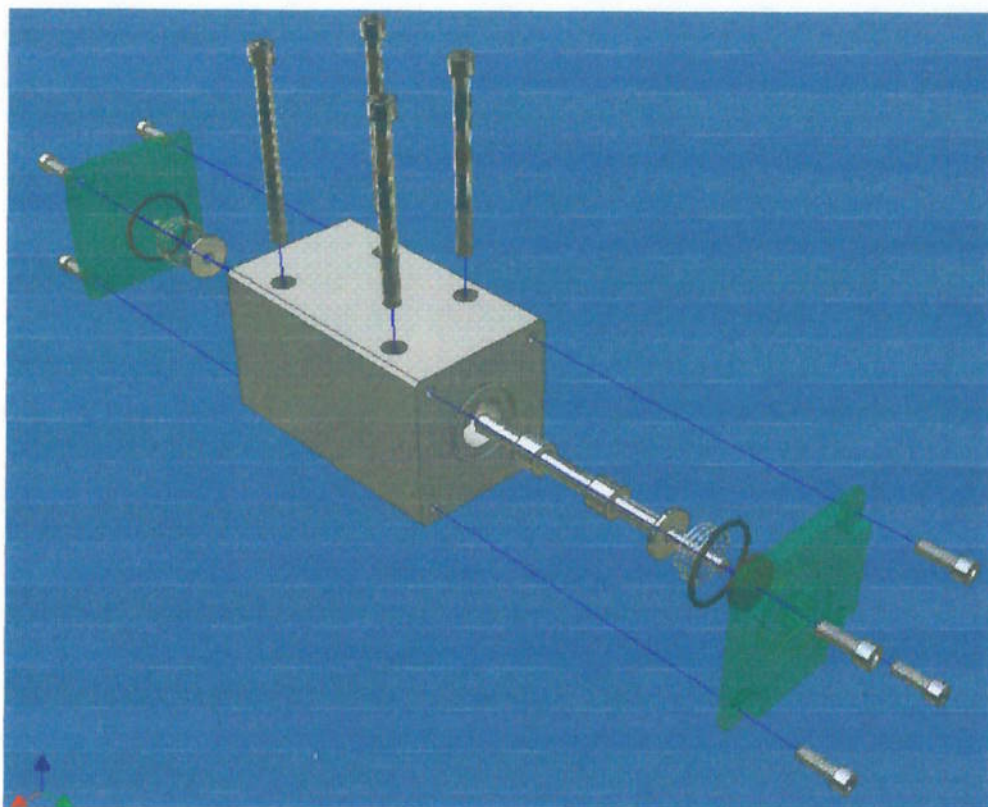


Figura 3.9 – Vista Explodida do Modelo Paramétrico Preliminar

Após definirmos as características geométricas da válvula como número de “lands” tipo de saída, disposição das espiras e de gerar um modelo preliminar da válvula, iniciamos o cálculo dos parâmetros dimensionais da válvula, a seleção das vedações, e definimos como serão afixadas as espiras e o sensor de efeito Hall.

Após uma pesquisa no material coletado, selecionamos uma faixa de dimensões para a válvula que pudesse fornecer um equipamento extremamente flexível, ou seja que pudesse ser aplicado no controle de pequenas vazões e no controle de vazões corriqueiramente utilizadas na maioria dos sistemas de menor porte. Alguns fabricantes possuem válvulas de pequeno porte extremamente precisas e com grande resposta em frequência, sendo essas utilizadas no controle minucioso de pequenas vazões, ou de preferência atuando como primeiro estágio de uma válvula de dois ou mais estágios. No nosso caso isso não traria benefício, pois o interesse desse trabalho é de gerar um projeto capaz de formar um histórico e agregar experiência na avaliação de projetos de válvulas de controle de precisão, por outro

lado mesmo querendo direcionar esse trabalho a uma válvula pequena teríamos grandes problemas em controlar as tolerâncias dessa válvula, e possivelmente gerariamos um projeto pouco crível. Sendo assim selecionamos uma válvula com diâmetros de entrada e saída com **11,2 mm**. Através da equação abaixo podemos estimar qual será o valor da vazão máxima da válvula:

$$Q = Cd.(\pi.d).x.\sqrt{\frac{2}{\rho}.\Delta p} \quad (3.2)$$

Onde,

- Q é a vazão em mm³/s
- Cd é o coeficiente de descarga, obtido experimentalmente.
- d é o diâmetro externo do êmbolo ou carretel
- x é a abertura máxima que válvula fornecerá.
- Δp é diferença entre pressão de entrada e pressão de saída da válvula

De acordo com Merrit (1967) podemos assumir nesse calculo preliminar um coeficiente de carga em torno de 0,6. O diâmetro do carretel deve ser calculado seguindo a regra imposta pela equação do Critério de Máxima Abertura, mostrada abaixo:

$$\frac{\pi}{4}.(d^2 - d_r^2) > 4.\pi.d.x \quad (3.3)$$

Onde:

- d_r é o diâmetro menor do carretel como mostrado na figura seguinte.

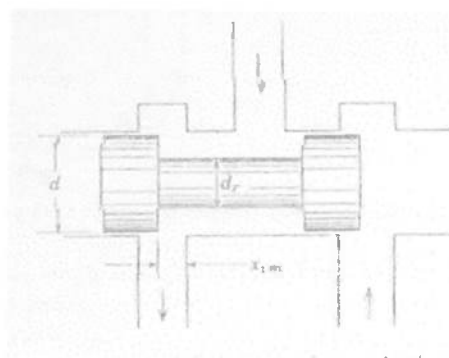


Figura 3.10 – Relação entre Diâmetros do Carretel

A equação acima impõe que a área de abertura seja grande o suficiente para permitir uma vazão livre com boa transmissão de energia, onde a área de passagem de fluido do carretel seja de pelo menos 4 vezes a área do corpo cilíndrico gerado pela abertura da válvula.

Para a adoção do diâmetro do carretel tivemos de levar em conta que quanto menor esse diâmetro, mais complicada seria sua usinagem que é feita em alta velocidade e as forças de usinagem no centro do carretel poderiam deformá-lo, por outro lado quanto maior esse diâmetro menor seria a faixa de aberturas que a válvula poderia operar dificultando o controle que necessitaria de um transdutor de posição muito preciso em pequenas distâncias e de um controle com resposta muito grande, porém para nosso benefício o transdutor escolhido preliminarmente é excelente em pequenas distâncias e a resposta em frequências de 250Hz é comum em válvulas com layout similar, outro fato interessante é que a saída do nosso transdutor não pode ser considerada linear já que o fluxo magnético não varia linearmente com a distância, o que pode não ser modelado assim caso as distâncias sejam pequenas e possamos aproximar a curva quadrática por uma reta. Além dessas conclusões encontramos uma incongruência entre um dos livros pesquisados e o que verificamos nos produtos existentes da Moog, Parker e Bosch, em que os diâmetros de carretel são maiores que 10mm até nas menores válvulas, diferentemente da faixa sugerida por Linsingen (2001) de 4 a 12mm. Então baseados nos produtos existentes optamos por um diâmetro de carretel de 18mm, e com $d = 18mm$ pudemos efetuar as outras análises.

De acordo com Merrit (1967) o diâmetro menor do carretel deve ser pelo menos metade do diâmetro externo do carretel, ou seja,

$$dr \approx \frac{1}{2} \cdot d, \text{ sendo assim optamos por um diâmetro } dr = 8,4mm$$

Com a equação do Critério de Máxima Abertura pudemos estimar qual seria a abertura máxima do carretel, sendo,

$$x = 0,88mm.$$

Com os valores de d e x , tivemos ainda de estimar qual seria a diferença de pressão máxima em que a válvula trabalharia, supondo uma pressão máxima de 300bar ou, $3,06 \cdot 10^6 \text{ kg/m}^2$. E supondo uma massa específica $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ para

fluidos hidráulicos derivados de petróleo, sendo assim voltando na equação de vazão pudemos estimar a vazão máxima da válvula.

$$Q \approx 0,148 \frac{m^3}{\text{min}}, \text{ ou } Q \approx 40 \frac{\text{galões}}{\text{min}}$$

Tendo determinado as dimensões principais da válvula, encontramos uma norma que dita as dimensões entre os furos de entrada e saída da válvula, a norma ISO 4401-05-05-0-94 que foi extraída de um catálogo da Moog e está no **Anexo 3**. Através dessa norma verificamos diversas não conformidades do nosso modelo preliminar e seguindo as orientações normalizadas refizemos o modelo e pudemos verificar que esse novo modelo se assemelha a todas as válvulas de layout similar seja da Moog, Parker ou Bosch. As figuras a seguir mostram o novo corpo da válvula com as dimensões normalizadas e as determinadas.

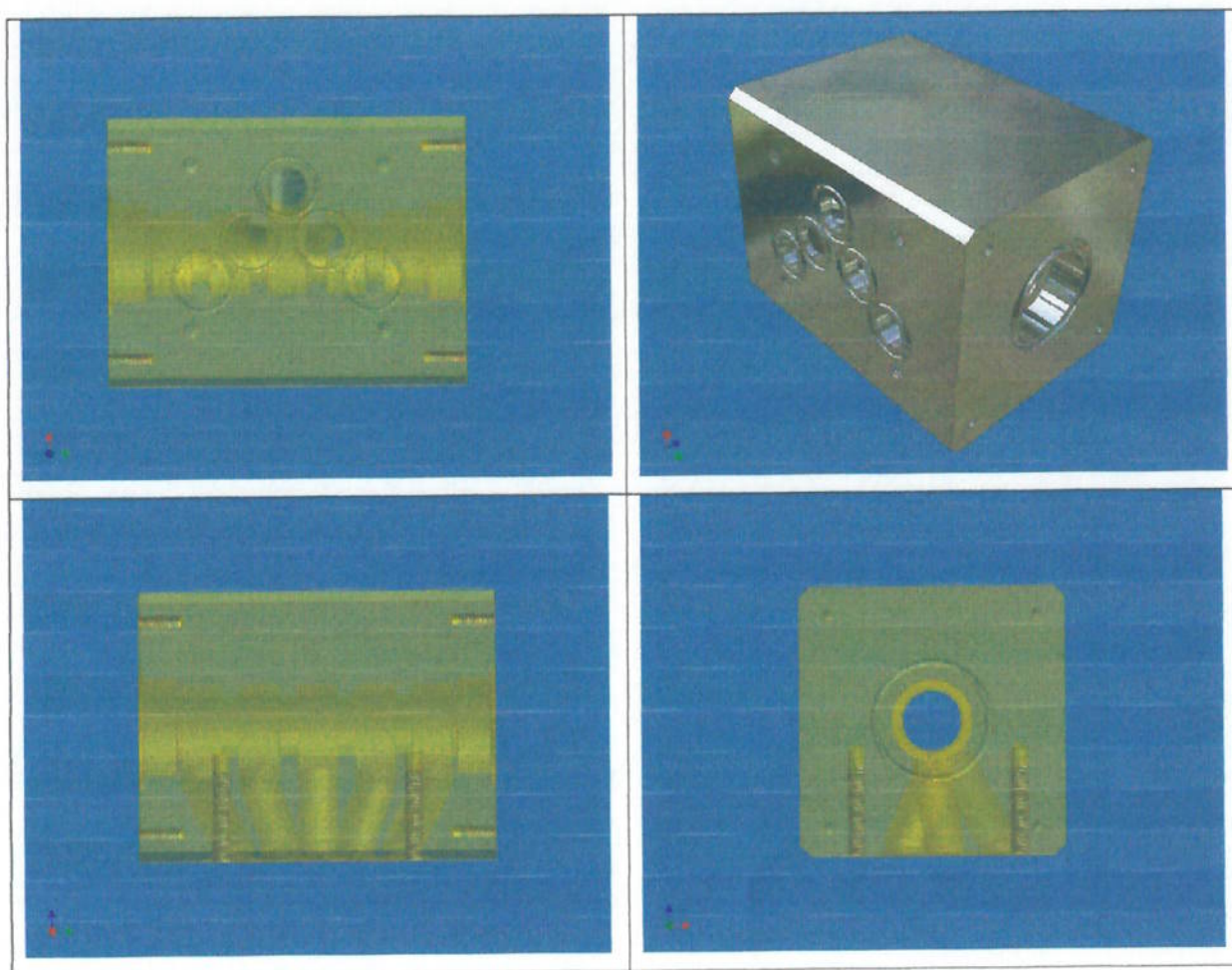


Figura 3.11 – Novo Modelo com Dimensões normalizadas

Após a reconstrução do corpo da válvula, refizemos as tampas e o carretel entre outras partes, e partimos para a seleção da vedação. As vedações a válvula basicamente são de dois tipos, estáticas, anéis O-rings, ou que deve trabalhar com movimento, nesse caso a gaxeta que fica alojada em uma das tampas da válvula e deve isolar o meio sobre pressão do meio atmosférico. No **Anexo 4** existe uma introdução a alguns tipos de vedações pertinentes a esse trabalho.

Primeiramente selecionamos a gaxeta, nessa seleção primeiramente buscamos nos catálogos da Parker, porém não encontramos uma grande variedade de produtos com pequenos diâmetros o que nos fez migrar para outro fabricante, a Luciane.

Os maiores problemas encontrados no processo de seleção da gaxeta foram em primeiro lugar a necessidade de se encontrar uma gaxeta de pequenas dimensões, em segundo lugar uma gaxeta capaz de operar em pressões próximas de 300bar, e em terceiro uma gaxeta que gerasse muito atrito no carretel, de maneira a não afetar a controlabilidade da válvula.

Dentre algumas opções que encontramos no catálogo Luciane estava a gaxeta do tipo Chevron, capaz de operar em grandes pressões porém geradora de atrito elevado e necessitando de um sistema de aperto que deveria ser calibrado durante a operação da válvula. No **Anexo 5** está a especificação das gaxetas do tipo Chevron.

Buscamos então uma gaxeta que pudesse agregar as propriedades de operar em alta pressão com baixo atrito e pequena dimensão. Encontramos a gaxeta do tipo V, que está detalhada no **Anexo 6**. Selecionamos a gaxeta modelo V2 de código 53325 com 4mm de diâmetro interno, 10.40mm de diâmetro externo feita de Lona+NBR.

Uma vez determinada a gaxeta partimos para a seleção dos anéis O-rings que tem a função de evitar o vazamento entre as superfícies em que este está instalado. A seleção deu-se pelas dimensões desejadas, não necessitando de outro parâmetro qualquer.

No **Anexo 7** está parte do material utilizado na seleção dos anéis O-rings.

Após atualizarmos o desenho dos alojamentos de vedação no modelo, iniciamos a construção da caixa das espiras do solenóide, seguindo para o desenho do gerador de fluxo magnético (Imã) e para o conector que contém o sensor de efeito Hall. A opção por colocar o sensor dentro de um conector de borracha foi primeiramente para isolá-lo de interferências eletromagnéticas externas, em segundo lugar para isolar eletricamente seus pinos e em terceiro para evitar a possibilidade de colocar esse sensor em ambiente contaminado por óleo.

Ainda com a finalidade de isolar eletromagneticamente o sensor e o gerador de fluxo, o gerador foi ligado ao solenóide por uma haste de alumínio, assim como toda a caixa que contém as espiras é de alumínio, para evitar que o fluxo magnético externo às espiras se alastre pela carcaça e atinja o sensor.

A figura seguinte mostra como ficou o segundo modelo da válvula, com a caixa do solenóide, imã, sensor e conector contendo às saídas e entradas de alimentação das espiras e sensor.

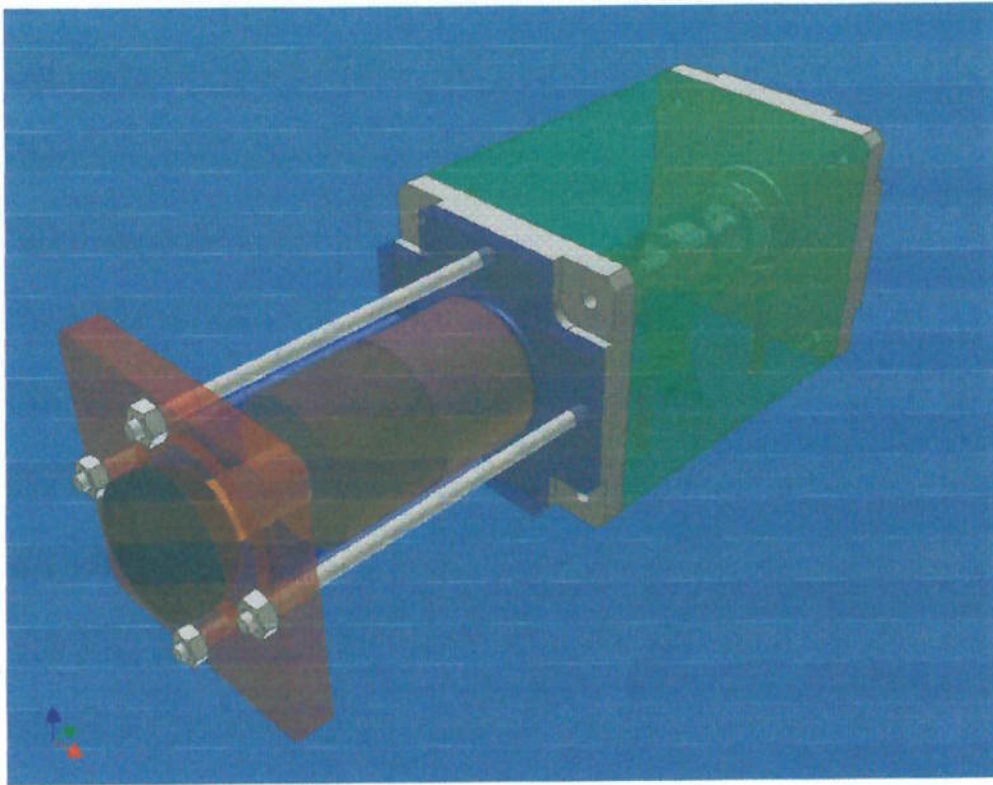


Figura 3.12 – Modelo com Sensor e Espiras

Este novo modelo apresenta uma caixa de alumínio que contém, 2 espiras dispostas uma contra a outra, uma cápsula que serve de mancal linear para o solenóide, uma haste que liga o solenóide ao imã, um imã, um sensor que está inserido dentro do conector de borracha, uma tampa que fecha a caixa, e mantém o conector afixado, além de hastes roscadas para fixação da tampa.

Na pesquisa feita sobre os processos de fabricação, descobrimos que o processo mais aplicado para usinagem do alojamento do carretel é o brunimento, e através de visitas feitas a empresas que possuíam o maquinário percebemos que aplicar o processo em um peça em forma de paralelepípedo traria grandes dificuldades no balanceamento e na fixação, já que o equipamento é munido de

placas de fixação por castanhas similares a dos tornos mecânicos. Além desse fato estávamos preocupados com a seleção do material do corpo da válvula que deveria ser suficientemente duro para garantir a durabilidade dos cantos de controle do escoamento, ou seja, deveríamos escolher um material fundido com excelentes características de resistência ao desgaste. Para facilitarmos o processo de brunimento e a escolha do material decidimos utilizar uma camisa que conteria todos os entalhes do alojamento da válvula, simplificando o corpo da válvula e nos permitindo selecionar materiais condizentes com os processos envolvidos na manufatura.

A figura a seguir mostra o modelo final do corpo da Válvula:

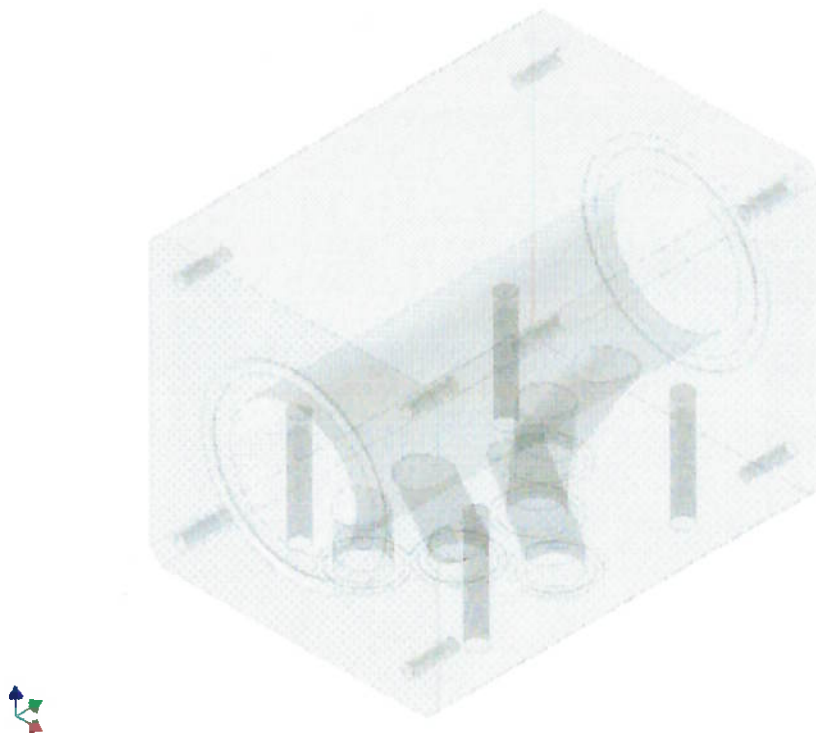


Figura 3.13 – Modelo Final do Corpo da Válvula

A figura a seguir mostra a camisa que será inserida no corpo da válvula:

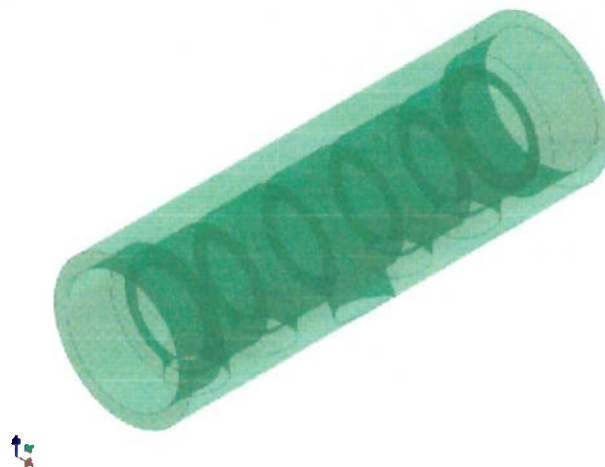


Figura 3.14 - Camisa

O Modelo Final do conjunto está representado na Figura a seguir:

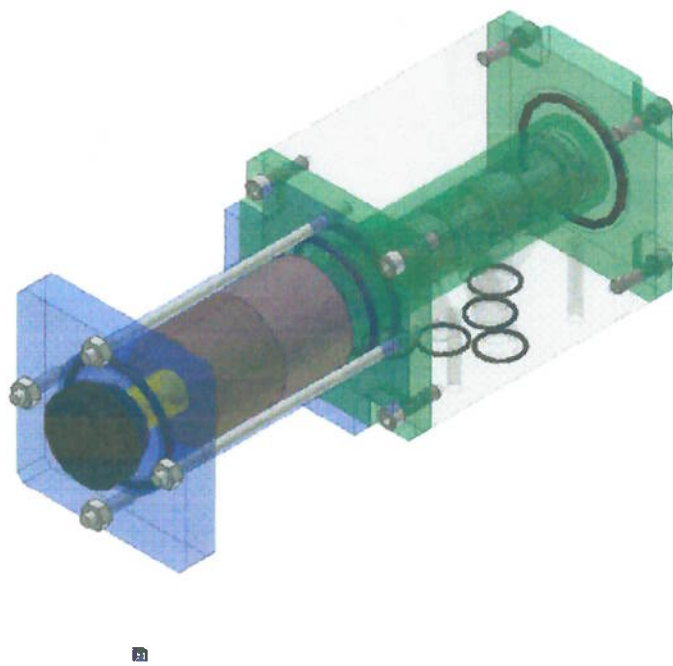


Figura 3.15 – Modelo Final do Conjunto

Para a finalização dos requisitos basta que especifiquemos os materiais envolvidos. Desta vez como separamos os elementos que podem desgastar pelo escoamento podemos selecionar um material com boas características de usinagem e resistência ao desgaste e corrosão por fluido agressivo. No caso escolhemos o ABNT 8650, que possui cromo e pode possuir grande resistência ao desgaste após a têmpera, para ser o material do carretel e da camisa.

Para o corpo da válvula e as tampas selecionamos um aço fundido de boa qualidade capaz de tolerar fluidos agressivos, no caso o ABNT 5350.

Para termos isolamento magnético selecionamos uma liga de alumínio, para o invólucro das espiras, para a tampa do invólucro e para a cápsula do solenóide, no caso o Alumínio Injetado 204.0-T4, que também possui excelentes características de usinabilidade.

E para o solenóide que deve ter boas características ferromagnéticas selecionamos o aço ABNT 1005, com baixo teor de carbono.

No **Anexo 8** temos um descritivo das características de todos os materiais especiais usados. Já o **Anexo 9** apresenta os desenhos de conjunto e fabricação mais significativos para o projeto.

ANÁLISES DE CONTROLE

4.1 Modelagem

O controle de uma válvula direcional reguladora de intensidade de vazão não é trivial, o que gerou inúmeros estudos nesse sentido.

Antes de se poder avaliar que tipo de controle será aplicado se faz necessário um entendimento mais aprofundado das variáveis que devem ser controladas, para tanto primeiramente buscaremos uma função de transferência que represente satisfatoriamente a válvula.

Inicialmente, analisaremos a válvula desconsiderando a parte relativa ao controle.

Conforme citado anteriormente, o modelo é constituído por 3 elementos:

- Válvula
- Solenóide
- Transdutor

Esses elementos, mais o controlador farão que o sistema tenha as seguintes entradas e saídas:

Entrada: V_r : Tensão de referência

Saída: x_v : deslocamento da válvula

4.1.1 Transdutor

Dependendo do transdutor escolhido, esse pode ter um comportamento linear para pequenos deslocamentos. Assim, sua equação característica pode ser:

$$V_f = K_L x_v$$

onde:

V_f : Tensão produzida pelo transdutor com o deslocamento da válvula

K_L : Constante de linearidade do transdutor

Transformada de Laplace ($L[f]$):

$$L[V_f] = K_L L[x_v]$$

O Diagrama de Blocos do transdutor está apresentado na figura abaixo (Figura 4.1):



Figura 4.1 – Transdutor

4.1.2 Solenóide

O modelo do solenóide em questão está apresentado na figura à seguir (Figura 4.2)

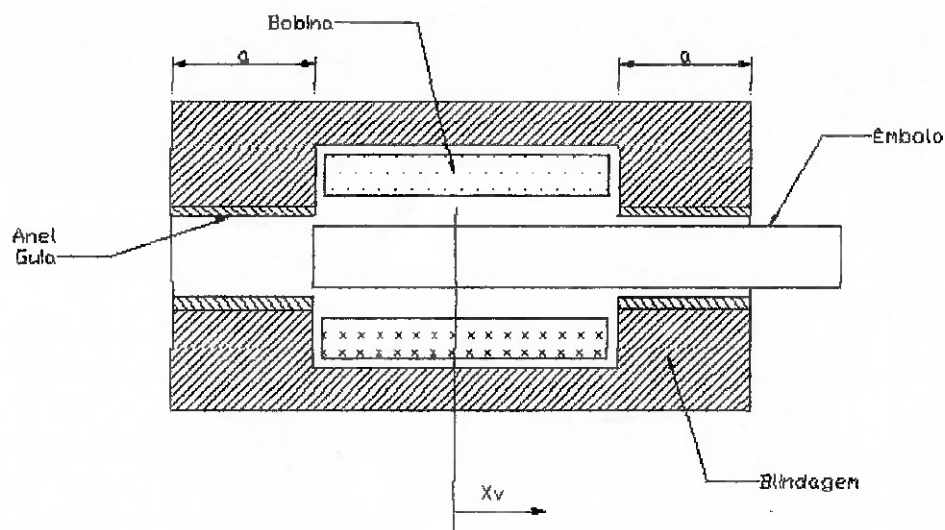


Figura 4.2 – Solenóide

A força eletromotriz produzida de acordo com Fitzgerald (1975) é:

$$e = L' \frac{x_v}{a + x_v} \frac{di}{dt} + L' \frac{ai}{(a + x_v)^2} \frac{dx_v}{dt}$$

E portanto:

$$V_{EA} = Ri + e \Rightarrow$$

$$V_{EA} = Ri + L' \frac{x_v}{a + x_v} \frac{di}{dt} + L' \frac{ai}{(a + x_v)^2} \frac{dx_v}{dt} \quad (4.1)$$

$$p/0,1a < x < 0,9a$$

E a força produzida pelo solenóide é dada segundo Fitzgerald (1975):

$$F_s = \pm \frac{\partial W(i, x)}{\partial x} \Rightarrow$$

$$F_s = \frac{1}{2} L' \frac{ai^2}{(a + x_v)} \quad (4.2)$$

$$p/0,1a < x < 0,9a$$

Linearização das equações

Os dispositivos que são caracterizados por equações diferenciais não-lineares, tais como as equações 4.1 e 4.2, produzirão respostas não-lineares, quando usados como transdutores. Para obter comportamento linear, tais dispositivos precisam ser limitados a executar pequenas excursões de deslocamento e de quantidades elétricas, em torno de uma posição de equilíbrio. A posição de equilíbrio é determinada seja por uma fmm de polarização produzida por corrente ou um ímã permanente agindo contra uma mola, ou por dois enrolamentos produzindo fmm's que se anulam no ponto de equilíbrio. O ponto de equilíbrio precisa ser estável. A condição de equilíbrio é determinada com as derivadas em relação ao tempo tornadas iguais a zero nas equações 4.1 e 4.2; isto ocorre para:

$$\frac{1}{2} L' \frac{aI_0^2}{(a + X_0)^2} = F_{s0}$$

$$V_0 = I_0 R$$

Onde $i = I_0$ e $x = X_0$ no equilíbrio

A operação incremental pode ser descrita expressando as variáveis como $i = I_0 + i_1$ e $x = X_0 + x_1$, e desprezando os produtos de incrementos que são de segunda ordem. As equações 4.1 e 4.2 assim tornam-se

$$\frac{1}{2} \frac{L' a (I_0 + i_1)^2}{(a + X_0 + x_1)^2} = F_s + F_{s0}$$

$$V_0 + v_1 = (I_0 + i_1)R + \frac{L'(X_0 + x_1)}{a + X_0 + x_1} \frac{di_1}{dt} + \frac{L'a(I_0 + i_1)}{(a + X_0 + x_1)^2} \frac{dx_1}{dt}$$

Os termos de equilíbrio se cancelam, deixando um sistema de equações diferenciais lineares exatamente nas variáveis incrementais de primeira ordem:

$$\frac{L'aI_0 i_1}{(a + X_0)^2} = F_s$$

$$v_1 = i_1 R + \frac{L'(X_0)}{a + X_0} \frac{di_1}{dt} + \frac{L'aI_0}{(a + X_0)^2} \frac{dx_1}{dt}$$

As equações podem ser escritas em forma mais compacta em termos da auto-indutância L_0 no ponto de equilíbrio e um coeficiente K_0 de conversão de energia, como:

$$K_0 i = F_s$$

$$v_1 = i_1 R + L_0 \frac{di_1}{dt} + K_0 \frac{dx_1}{dt}$$

Assim, a tensão V_{EA} no solenóide é:

$$V_{EA} = Ri + L_0 \frac{di}{dt} + K_0 \frac{dx_v}{dt}$$

onde:

R: Resistência dos componentes do solenóide

L_0 : Auto Indutância no ponto de equilíbrio da equação linearizada

K_0 : Coeficiente de conversão de energia

i : Corrente

Transformada de Laplace ($L[f]$):

$$L[i] = \frac{1}{L_0 s + R} (L[V_{EA}] - K_0 s L[x_v])$$

O Diagrama de Blocos de V_{EA} é mostrado na figura abaixo (Figura 4.3):

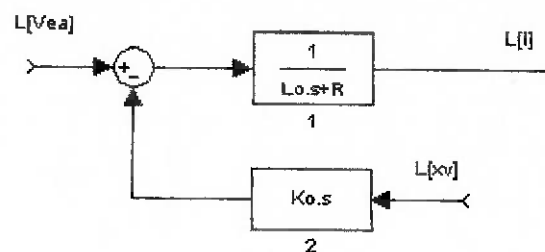


Figura 4.3 - Diagrama de Blocos de Vea no solenóide

E a força produzida pelo solenóide será:

$$F_S = K_0 i$$

onde:

F_S : Força produzida no solenóide

Transformada de Laplace ($L[f]$):

$$L[F_S] = K_0 L[i]$$

A figura à seguir (Figura 4.4) mostra o Diagrama de Blocos de F_s no solenóide

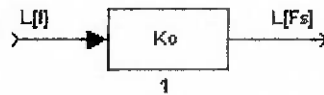


Figura 4.4 - Diagrama de Blocos de F_s no solenóide

4.1.3 Válvula

Devido a detalhes construtivos da válvula, o carretel tende a ficar em uma posição que bloqueie a passagem de fluido, dessa forma o solenóide deverá aplicar uma força de tal modo que abra os furos para passagem do fluido. O desenho esquemático da válvula está na figura à seguir (Figura 4.5)

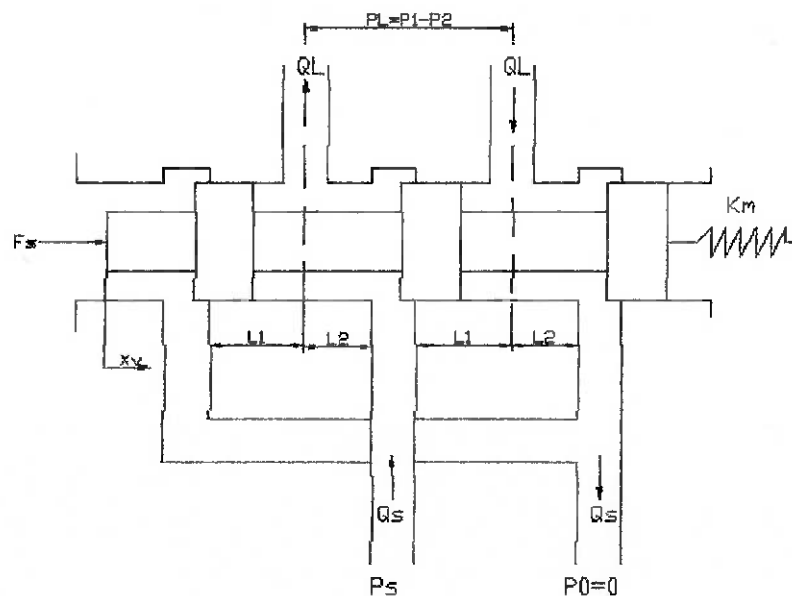


Figura 4.5 - Desenho simplificado da válvula

Dessa forma, teremos duas forças que tendem a se equilibrar: a força interna produzida pelo fluido e a força devido ao solenóide e a mola.

Força interna produzida pelo fluido:

$$F_i = M_C \ddot{x}_v + B_f \dot{x}_v + K_f x_v$$

Onde temos que de acordo com Merrit (1967):

$$B_f = (L_2 - L_1) C_d w \sqrt{\rho(P_S - P_L)}$$

$$K_f \approx 0,43 w (P_S - P_L)$$

$$P_L = P_2 - P_1$$

onde:

C_d : Coeficiente de descarga

w : Gradiente de Área da Válvula

P_S : Pressão de alimentação da válvula

Força Total na Válvula:

$$F_S - F_i - K_m x_v = 0$$

$$F_S - (M_C \ddot{x}_v + B_f \dot{x}_v + K_f x_v) - K_m x_v = 0$$

$$F_S = M_C \ddot{x}_v + B_f \dot{x}_v + (K_f + K_m) x_v$$

Transformada de Laplace ($L[f]$):

$$L[x_v] = \frac{1}{M_C s^2 + B_f s + (K_f + K_m)} L[F_S]$$

onde:

M_c : Massa do carretel

B_f : Coeficiente de amortecimento do fluido

K_f : Coeficiente de 'elasticidade' do fluido

K_m : Coeficiente de elasticidade da mola

A figura à seguir (Figura 4.6) mostra o Diagrama de Blocos que representa o modelo da válvula:

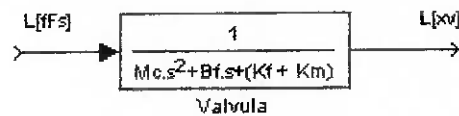


Figura 4.6- Diagrama de Blocos da Válvula

Agora, com todos os componentes, suas entradas e saídas, podemos construir o modelo. A figura a seguir (Figura 4.7) mostra o diagrama de blocos do modelo:

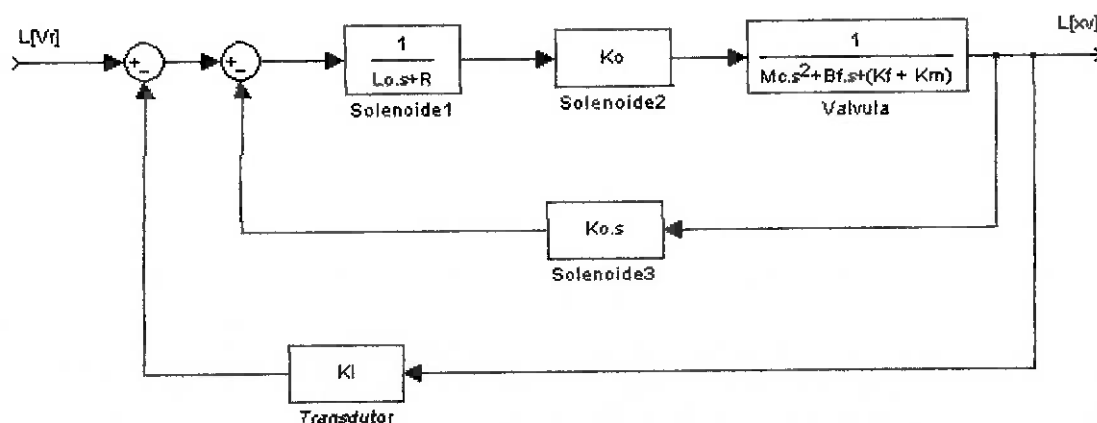


Figura 4.7 - Diagrama de Blocos do Modelo

4.2 Simulação

Com a finalidade de estudar o comportamento do sistema, foram feitas simulações levando em conta uma entrada em degrau que representa a tensão máxima aplicada ao mesmo. Dessa forma, podemos estudar o tempo que o carretel irá levar para sair da posição zero e chegar na posição de deslocamento máximo e a partir daí, escolher o controlador que terá o menor tempo de resposta.

4.2.1 Cálculo das constantes

Como experimentalmente não foi possível calcular algumas constantes, usaremos dados ou equações presentes na literatura e alguns dados experimentais. Dividiremos os cálculos em parte elétrica e parte hidráulica.

4.2.1.1 Parte elétrica

$R = 6,8 \, \Omega$ (obtido experimentalmente)

L_0 :

$L_0 = 85\text{mH}$ (obtido experimentalmente)

K_0 :

Temos que:

$$F_s = K_0 \cdot i \Rightarrow K_0 = \frac{F_s}{i}$$

Em condições nominais:

$$K_0 = \frac{20}{\frac{12}{6,8}} = 11,33$$

Portanto:

$$K_0 = 11,33 \text{ N/A}$$

ou

$$K_0 = 1,156 \text{ kgf/A}$$

K_L:

O nosso sensor deve se adaptar ao sistema (deslocamento do carretel = 0,88mm e tensão de entrada = 12V)

$$K_l = \frac{12}{0,88 \cdot 10^{-3}} = 13,636 \cdot 10^3$$

Portanto:

$$K_l = 13,636 \cdot 10^3 \text{ V/m}$$

Ou

$$K_l = 13,636 \text{ V/mm}$$

4.2.1.2 Parte hidráulica

B_r:

Sabendo-se que:

$$B_f = (L_2 - L_1) C_d w \sqrt{(\rho \Delta P)}$$

onde:

$$\Delta P_{\text{máx}} = 3,06 \cdot 10^6 \text{ Kg/m}^2$$

$$C_d = 0,6$$

$$\rho = 900 \text{ Kg/m}^3$$

$$L_1 = 14 \text{ mm}$$

$$L_2 = 16 \text{ mm}$$

Assim:

$$w = \frac{A_{\text{orificio}}}{x_v}$$

onde:

$$D_{\text{orificio}} = 11,2 \text{ mm}$$

$$x_v = 0,88 \text{ mm}$$

$$w = \frac{\pi \cdot (11,2)^2}{4 \cdot 0,88} = 111,95 \text{ mm}^2 / \text{mm}$$

$$B_f = (16 - 14) \cdot 10^{-3} \cdot 0,6 \cdot 111,95 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{900 \cdot 3,06 \cdot 10^6} = 7,05$$

$$B_f = 7,05 \text{ kg/m}$$

Ou

$$B_f = 7,05 \cdot 10^{-3} \text{ kg/mm}$$

K_f:

Temos:

$$K_f = 0,43 \cdot w \cdot \Delta P$$

O valor de w foi calculado no anteriormente. Portanto:

$$K_f = 0,43 \cdot 111,95 \cdot 10^{-3} \cdot 3,06 \cdot 10^6 = 1,47 \cdot 10^5$$

$$K_f = 1,47 \cdot 10^5 \text{ kg/m}$$

Ou

$$K_f = 1,47 \cdot 10^2 \text{ kg/mm}$$

Mc:

$$\text{Volume do carretel: } 1,161 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$\text{Densidade do material: } 8180 \text{ kg/m}^3 = 8,18 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$$

Assim:

$$M_c = \rho_{\text{carretel}} V_{\text{carretel}} = 1,161 \cdot 10^4 \cdot 8,18 \cdot 10^{-6} = 0,095 \text{ kg}$$

$$M_c = 0,095 \text{ kg}$$

Ou

$$M_c = 95 \text{ g}$$

A partir desses dados, podemos simular o nosso sistema e verificar como ele se comporta.

Para verificar a necessidade ou não de um controlador, foram feitas simulações somente do conjunto dos componentes.

4.2.2 Simulação do sistema sem o controlador

4.2.2.1 Simplificação do diagrama de blocos da planta

Denomina-se planta, o sistema que queremos controlar. A figura a seguir (Figura 4.8), mostra planta do nosso sistema:

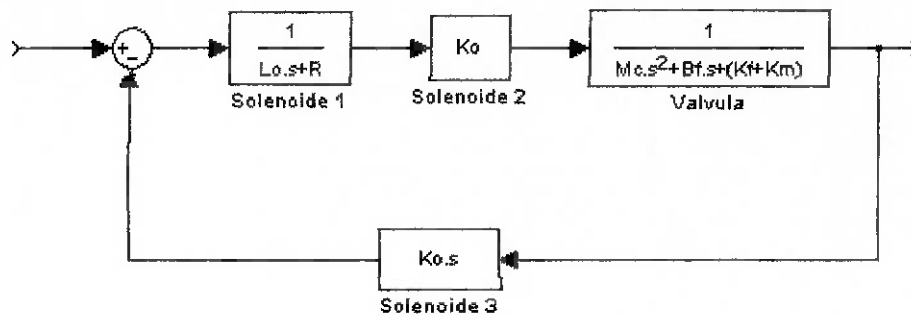


Figura 4.8 - Planta

Desse modo, temos que:

$$G_1(s) = \frac{1}{L_0 \cdot s + R} \cdot K_0 \frac{1}{M_c \cdot s^2 + B_f \cdot s + (K_f + K_m)} = \frac{K_0}{(M_c \cdot s^2 + B_f \cdot s + (K_f + K_m)) \cdot (L_0 \cdot s + R)}$$

Assim, temos o seguinte diagrama de blocos (Figura 4.9) com sua simplificação (Figura 4.10):

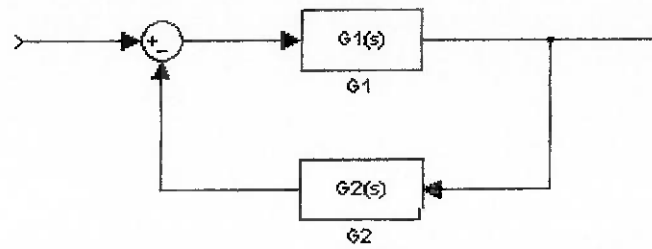


Figura 4.9 - Diagrama de bloco resultante

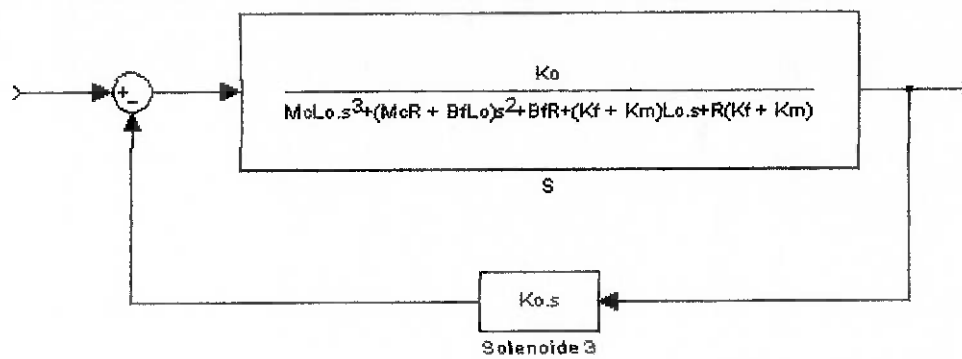


Figura 4.10 - Simplificação Planta

Fazendo as mudanças de variáveis:

$$A_1 = M_C \cdot L_0$$

$$A_2 = M_C \cdot R + B_f \cdot L_0$$

$$A_3 = B_f \cdot R + (K_f + K_m) \cdot L_0$$

$$A_4 = R \cdot (K_f + K_m)$$

$$G(s) = \frac{G_r(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)} = \frac{\frac{K_0}{A_1 \cdot s^3 + A_2 \cdot s^2 + A_3 \cdot s + A_4}}{1 + \frac{K_0 \cdot K_0 \cdot s}{A_1 \cdot s^3 + A_2 \cdot s^2 + A_3 \cdot s + A_4}}$$

Assim:

$$G(s) = \frac{K_0}{A_1 \cdot s^3 + A_2 \cdot s^2 + (A_3 + K_0^2) \cdot s + A_4}$$

Usando a **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, podemos fazer a simulação no Matlab. Para uma entrada em degrau de 12V, o gráfico resultante está apresentado na figura à seguir (Figura 4.11)

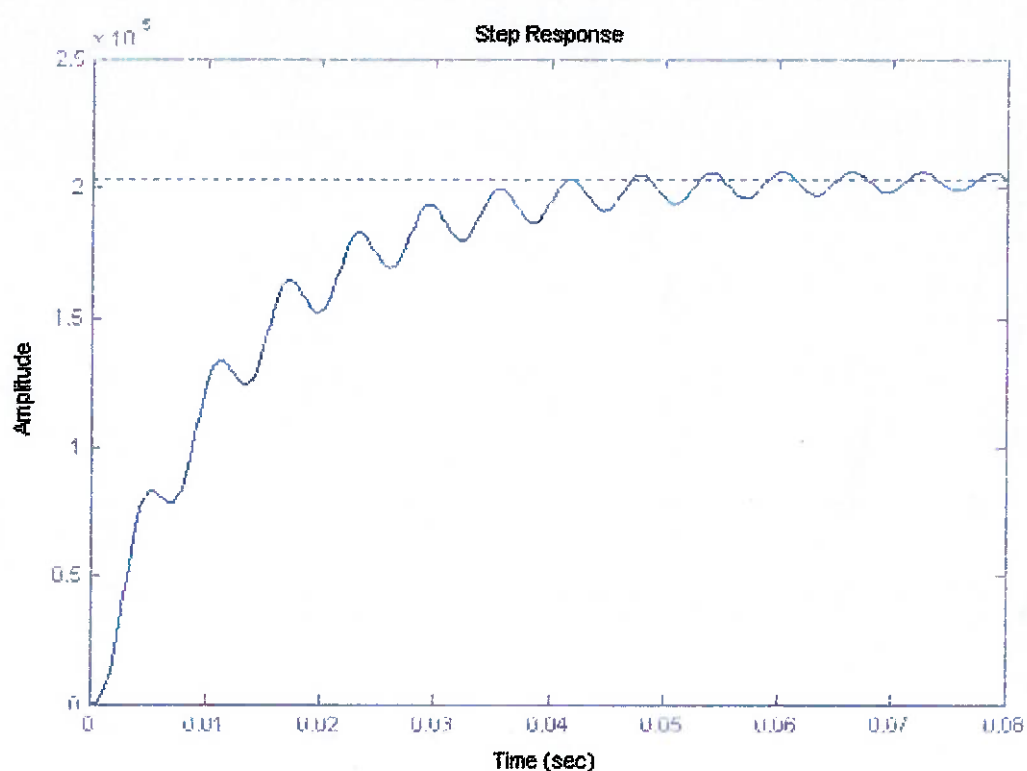


Figura 4.11 - Resposta em degrau do sistema não-compensado

Pode-se verificar na (Figura 4.11) que para este sistema de 3ª ordem, há um erro em regime permanente, ou seja, o carretel nunca irá chegar na posição desejada. Dessa forma há a necessidade de se implantar um controlador.

4.3 Controladores

Um controlador automático compara um valor real da grandeza de saída do processo com a grandeza de referência (valor desejado), determina o desvio e produz um sinal de controle que reduzirá o desvio a zero ou a um valor pequeno. A maneira pela qual o controlador produz o sinal de controle é chamada ação de controle.

Pode-se utilizar duas abordagens para projetar controladores que serão implementados através de um computador digital. A primeira consiste em projetar o controlador em tempo contínuo e depois discretizá-lo, usando algum método de integração numérica de equações diferenciais, para permitir sua implementação em um computador. Outra maneira consiste em projetar o controlador diretamente em tempo discreto usando o modelo em tempo discreto do sistema a ser controlado.

Os controladores de processos podem ser classificados em controladores clássicos ou convencionais e controladores avançados. Nesta classificação os controladores do tipo *PID* (proporcional, derivativo e integral), controle em cascata e *feedforward* são considerados controladores clássicos, enquanto os controladores adaptativos, preditivos, ótimo, não linear e inteligentes são classificados como controladores avançados. Técnicas de controle avançado são, geralmente, empregadas para superar limitações das técnicas convencionais e seu uso deve ser justificado, desde que envolve algoritmos mais complexos e conhecimentos matemáticos mais aprimorados que podem dificultar a compreensão das estruturas empregadas, principalmente por parte de operadores não especializados. A teoria de controle clássica, por sua vez, é adequada na resolução de problemas quando o processo é definido adequadamente e, geralmente, falha no tratamento de alguns processos complexos devido as não-linearidades e comportamentos variantes no tempo.

O objetivo deste trabalho é apresentar os passos para a construção de controladores tipo *PID* para poder controlar a válvula. Apesar de existir

controladores mais avançados e que se adequam às nossas necessidades o controlador PID é o mais simples de se projetar e implementar.

No caso deste projeto, iremos projetar um controlador em tempo contínuo. Serão apresentados os principais controladores, suas equações e finalmente, será descrito o método dos lugares das raízes para a escolha do controlador.

4.3.1 Controladores PID

4.3.1.1 Controlador PID em tempo contínuo

A equação característica é:

$$u(t) = K[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt}]$$

onde “u” é a variável de controle e “e” é o erro de controle ($e = r - y$)

Ação Proporcional

No caso de uma ação de controle puramente proporcional, a equação de controle se reduz a:

$$u(t) = Ke(t) + u_b$$

A ação de controle é simplesmente proporcional ao erro de controle “e”. A variável u_b é um *offset* ou um *reset*. Quando o erro de controle “e” é zero, a variável de controle assume o valor $u(t) = u_b$. O *offset* u_b é frequentemente escolhido como $\frac{u_{\max} + u_{\min}}{2}$, mas pode ser algumas vezes ajustado manualmente tal que o erro estacionário de controle seja zero para um determinado valor de referência.

Ação Integral

A função principal da ação integral é assegurar que a saída do processo y atinja o mesmo valor que o valor de referência “ r ” em regime estacionário. Com um controle proporcional normalmente existe um erro de regime estacionário diferente de zero. Com uma ação integral, um erro positivo vai sempre levar a um aumento do sinal de controle, e um erro negativo vai sempre levar a uma diminuição do sinal de controle independente do tamanho do erro.

Os seguintes argumentos mostram que o erro estacionário será sempre zero com a ação de controle integral. Segue da equação que o sinal de controle é dado por:

$$u_0 = K(e_0 + \frac{e_0}{T_i}t)$$

Desde que $e_0 \neq 0$, isto claramente mostra que o sinal de controle u_0 , não pode ser constante. Um controlador com ação integral vai sempre fornecer um erro estacionário nulo.

Ação Derivativa

A proposta da ação derivativa é o aumento da estabilidade da malha fechada. Devido à dinâmica do processo, levará algum tempo até que o efeito da mudança na variável de controle “ u ” seja notado na saída do processo y . Portanto, o sistema de controle passará a agir tardiamente para uma correção de erro. A ação de um controlador com uma ação de controle proporcional e derivativa pode ser interpretada como proporcional à saída predita do processo, onde a predição é feita extrapolando o erro através da tangente à curva de erro. A estrutura básica de um controlador PD é dada por:

$$u(t) = K(e(t) + T_d \frac{de(t)}{dt})$$

Expandindo em série de Taylor de $e(t + T_d)$ fornece:

$$e(t + T_d) \cong e(t) + T_d \frac{de(t)}{dt}$$

4.3.2 Técnicas de projeto de controladores PID em tempo contínuo

Resposta transitória a degrau de um sistema de segunda ordem

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}$$

Para o caso Sub-Amortecido $0 < \xi < 1$, a função de transferência fica:

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{(s + \xi\omega_n + j\omega_d)(s + \xi\omega_n - j\omega_d)}$$

Para uma entrada a degrau temos:

$$y(t) = 1 - \frac{e^{-\xi\omega_n t}}{\sqrt{1-\xi^2}} \sin(\omega_d t + \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}), \text{ para } t \geq 0$$

4.3.2.1 Casos de amortecimentos

Caso de Amortecimento Crítico ($\xi = 1$)

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{(s + \omega_n)^2}$$

Para uma entrada a degrau temos:

$$y(t) = 1 - e^{-\omega_n t} (1 + \omega_n t), \text{ para } t \geq 0.$$

Caso Super-amortecido ($\xi > 1$)

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{(s + \xi\omega_n + \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1})(s + \xi\omega_n - \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1})},$$

Para uma entrada em degrau temos:

$$y(t) = 1 - e^{-(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_n t} - e^{-(\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_n t}, \text{ para } t \geq 0.$$

4.3.2.2 Definição das especificações da resposta transitória

1. Tempo de atraso, Td: O tempo de atraso é o tempo requerido para a resposta do sistema alcançar a metade do valor final pela primeira vez
2. Tempo de subida, Tr: O tempo de subida é o tempo requerido para a resposta do sistema subir de 10% a 90%, 5% a 95% ou 0% a 100% do seu valor final. Para o sistema sub-amortecidos de segunda ordem, a especificação de 0% a 100% do seu valor final. Para sistemas sub-amortecidos de segunda ordem ou sistemas de primeira ordem, o valor de 0% a 90% é mais comumente utilizado.
3. Instante de pico, Tp: O instante de pico é o tempo requerido para a resposta atingir o primeiro pico do sobressinal.

4. Máximo sobressinal (percentual), M_p : o máximo sobressinal é definido como o maior valor percentual de pico em relação ao valor final. Este valor pode ser definido como:

$$M_p = \frac{y(t_p) - y(\infty)}{y(\infty)} * 100\%$$

5. Tempo de assentamento, T_s : o tempo de assentamento é o maior tempo requerido para a resposta atingir um valor dentro de um intervalo de $\pm 2\%$ do valor final (as vezes utiliza-se o valor de $\pm 5\%$). O tempo de assentamento está obviamente relacionado à maior constante de tempo do sistema.

Para um sistema de segunda ordem temos as seguintes relações:

Frequência Natural: $\omega_n = \sqrt{\sigma^2 + \omega_d^2}$

Ângulo β : $\beta = \cos(\beta) = \frac{\sigma}{\omega_n}$;

Frequência natural de amortecimento: $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$;

Tempo de Assentamento 2%: $t_s = \frac{4}{\xi \omega_n}$

Tempo de Subida: $t_r \cong \frac{\pi - \beta}{\omega_d}$

$$\text{Máximo Sobressinal: } Mp \cong \exp\left(\frac{-\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\right)$$

4.3.3 Método do lugar das raízes

Seja um sistema com uma planta $G(s)$ e um compensador $H(s)$ com realimentação unitária, temos que a função de transferência em malha fechada é dado por:

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G(s)H(s)}{1 + G(s)H(s)}$$

A equação característica para este sistema é obtida igualando-se o denominador a zero, ou seja:

$$1 + G(s)H(s) = 0$$

Os valores de s que satisfazem esta condição são as raízes da equação característica ou os pólos da malha fechada. Em geral deseja-se obter os pólos da malha fechada em função do ganho do controlador. O gráfico que fornece os pólos da malha fechada em função do ganho é chamado lugar das raízes.

Para se obter o lugar das raízes de uma malha fechada primeiramente precisa-se reescrever a equação de forma que o ganho do controlador apareça explicitamente. Assim, para uma planta de primeira ordem do tipo:

$$G_w(s) = \frac{K_w}{Ts + 1}$$

e um controlador PI:

$$H(s) = K\left(1 + \frac{1}{T_i s}\right),$$

Obtém-se:

$$1 + G_o(s)H(s) = 1 + \frac{K(1 + T_i s)}{T_i s} \frac{K_o}{(Ts + 1)} = 0$$

Antes que se possa aplicar o método do lugar das raízes na equação acima é preciso que todos os parâmetros com exceção do ganho K sejam especificados. Assim a equação acima deve ser escrita na seguinte forma:

$$1 + K \frac{b_1 s + b_0}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0} = 0$$

Com o gráfico do lugar das raízes feito, basta verificar o ganho K referente à posição dos pólos da malha fechada que satisfazem as especificações do sistema de controle.

4.4 Projeto do controlador para controle de posição da válvula

Algumas considerações:

1 – Tensão de entrada de 12V

2 – Deslocamento da válvula de 0,88mm

O controlador pode ser empregado tanto para o sensor quanto para a planta.

4.4.1 Estrutura do sistema

O sistema é composto por:

- $F(s)$: Ganho na entrada
- $H(s)$: Sensor
- $C(s)$: Controlador
- $G(s)$: Planta.

A figura (Figura 4.12), mostra o sistema:

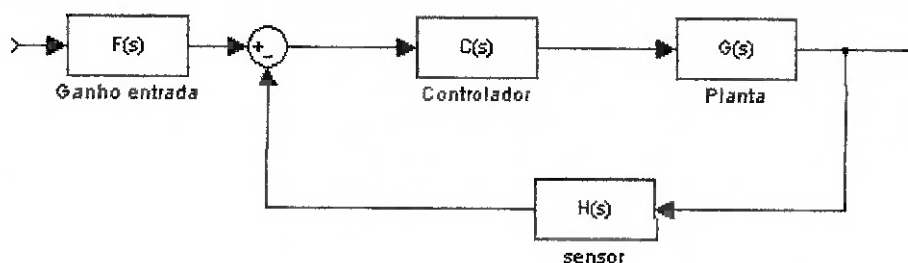


Figura 4.12 - Modelo do sistema

4.4.1.1 Planta

O cálculo da planta já foi feito anteriormente e a equação simplificada é:

$$G(s) = \frac{K_0}{A_1 \cdot s^3 + A_2 \cdot s^2 + (A_3 + K_0^2) \cdot s + A_4}$$

4.4.1.2 Controlador

Para um controlador PID:

$$C(s) = K_P \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right)$$

Assim:

$$C(s) = K_p \left(\frac{1 + T_i \cdot s + T_i \cdot T_d \cdot s^2}{T_i \cdot s} \right)$$

Onde T_i , T_d e K_p são as constantes de integração, derivação e proporcionalidade respectivamente (conforme teoria apresentada)

4.4.1.3 Ganho de entrada

O ganho de entrada é o valor da tensão do sistema, no caso do projeto é 12V

Então:

$$F(s) = 12$$

4.4.1.4 Sensor

O sensor adapta a entrada com a saída:

Para uma entrada de 12V

Se $K_I = 10$, degrau = 1,2mm

Se $K_I = 20$, degrau = 0,6 mm

Assim, para degrau = 0,88mm, $K_I = 150/11 = 13,64$

Desse modo:

$$H(s) \approx 13,64$$

4.4.2 Estudo do sistema em malha aberta

Para utilizar o método do lugar das raízes, deve-se verificar o sistema em malha aberta:

Assim, temos:

$$C(s) \cdot G(s) = K_P \cdot \left(\frac{1 + T_i \cdot s + T_i \cdot T_d \cdot s^2}{T_i \cdot s} \right) \cdot \left(\frac{K_0}{A_1 \cdot s^3 + A_2 \cdot s^2 + (A_3 + K_0^2) \cdot s + A_4} \right)$$

Portanto:

$$C(s) \cdot G(s) = \frac{K_P \cdot K_0 \cdot T_i \cdot T_d \cdot s^2 + K_P \cdot K_0 \cdot T_i \cdot s + K_P \cdot K_0}{A_1 \cdot T_i \cdot s^4 + A_2 \cdot T_i \cdot s^3 + (A_3 + K_0^2) \cdot T_i \cdot s^2 + A_4 \cdot T_i \cdot s}$$

Fazendo as mudanças de variáveis:

$$B_1 = K_P \cdot K_0 \cdot T_i \cdot T_d$$

$$B_2 = K_P \cdot K_0 \cdot T_i$$

$$B_3 = K_P \cdot K_0$$

$$D_1 = A_1 \cdot T_i$$

$$D_2 = A_2 \cdot T_i$$

$$D_3 = (A_3 + K_0^2) \cdot T_i$$

$$D_4 = A_4 \cdot T_i$$

Temos a seguinte função de transferência:

$$C(s) \cdot G(s) = \frac{B_1 \cdot s^2 + B_2 \cdot s + B_3}{D_1 \cdot s^4 + D_2 \cdot s^3 + D_3 \cdot s^2 + D_4 \cdot s}$$

4.4.3 Ferramenta para escolha do controlador pelo método do lugar das raízes

Para esse projeto, utilizaremos a ferramenta *rltool* do Matlab que facilita muito o trabalho. Esta ferramenta solicita a função de transferência da malha aberta, fornecendo um ambiente iterativo de projeto de um controlador baseado no lugar das raízes, onde após fazes o lugar das raízes, pode-se escolher a posição dos pólos em malha fechada e observa a simulação do sistema simultaneamente.

O sistema sem o controlador tem o seguinte lugar das raízes em malha aberta (Figura 4.13):

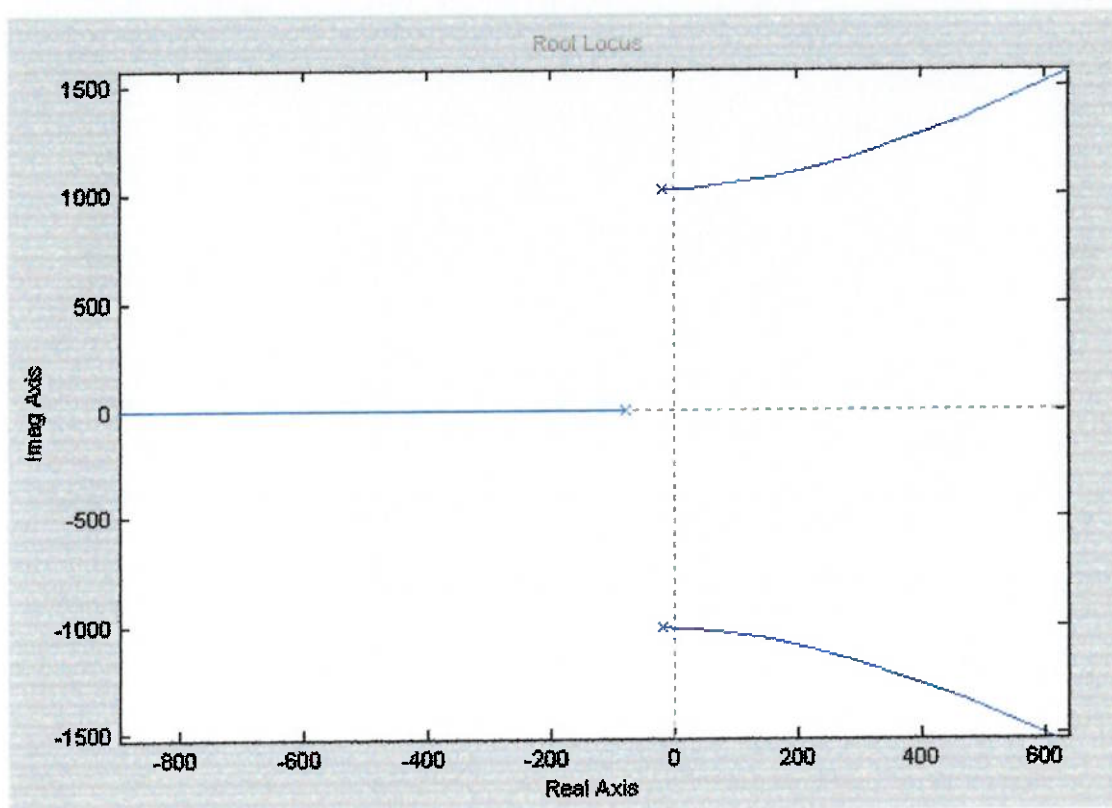


Figura 4.13 - Lugar das raízes do sistema sem o controlador

Onde as marcas “x” representa os pólos da função de transferência do sistema sem o controlador:

4.4.4 Requisitos

O nosso sistema deve atender os seguintes requisitos:

- Máximo sobre sinal menor que 20%
- Tempo de resposta menor que 0,05s

Usando estas restrições, devemos escolher um ganho que esteja na região destacada na figura a seguir (Figura 4.14):

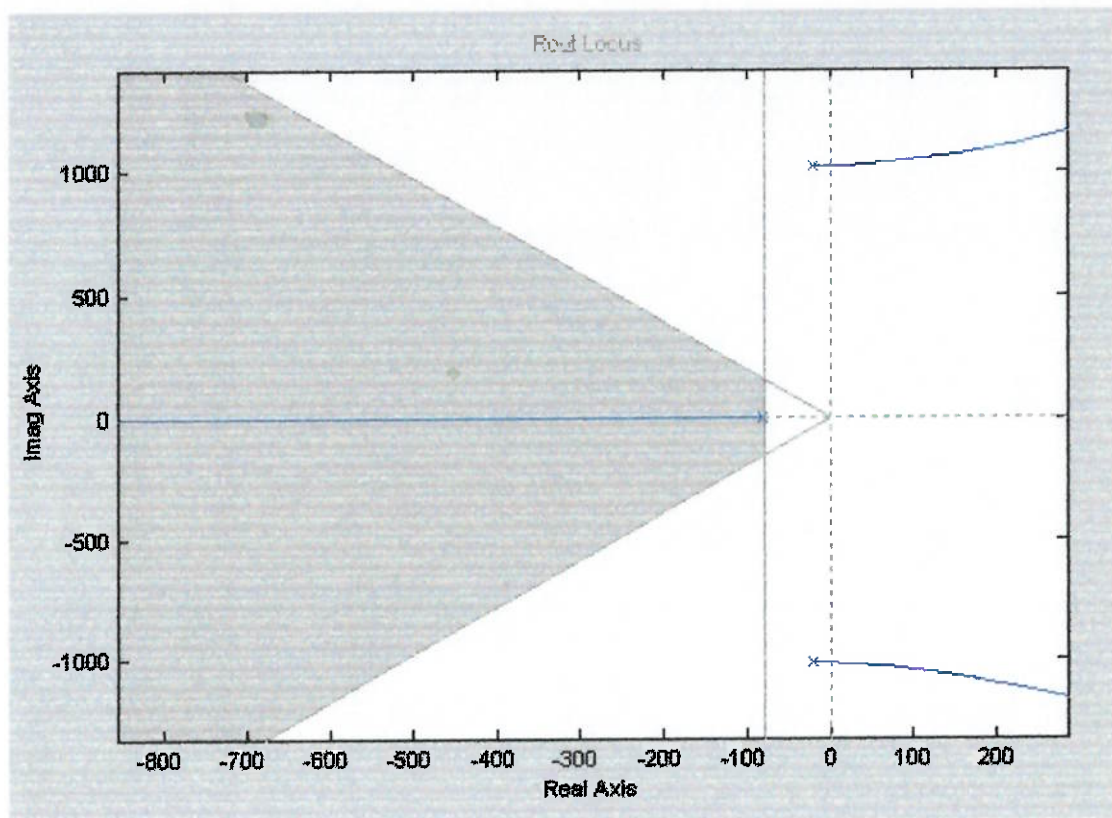


Figura 4.14 - Região de escolha do controlador

Primeiramente, adotaremos pólo no sistema (a adição do pólo cria um termo integrativo no modelo). Neste caso, usaremos somente um controlador PI (o termo derivativo será, portanto, zero).

Assim, inserimos também um zero no eixo real.

Então, temos os seguintes pólos e zeros:

- pólo: 0
- zero: -10^3

E o gráfico do lugar das raízes fica segundo a figura a seguir (Figura 4.15):

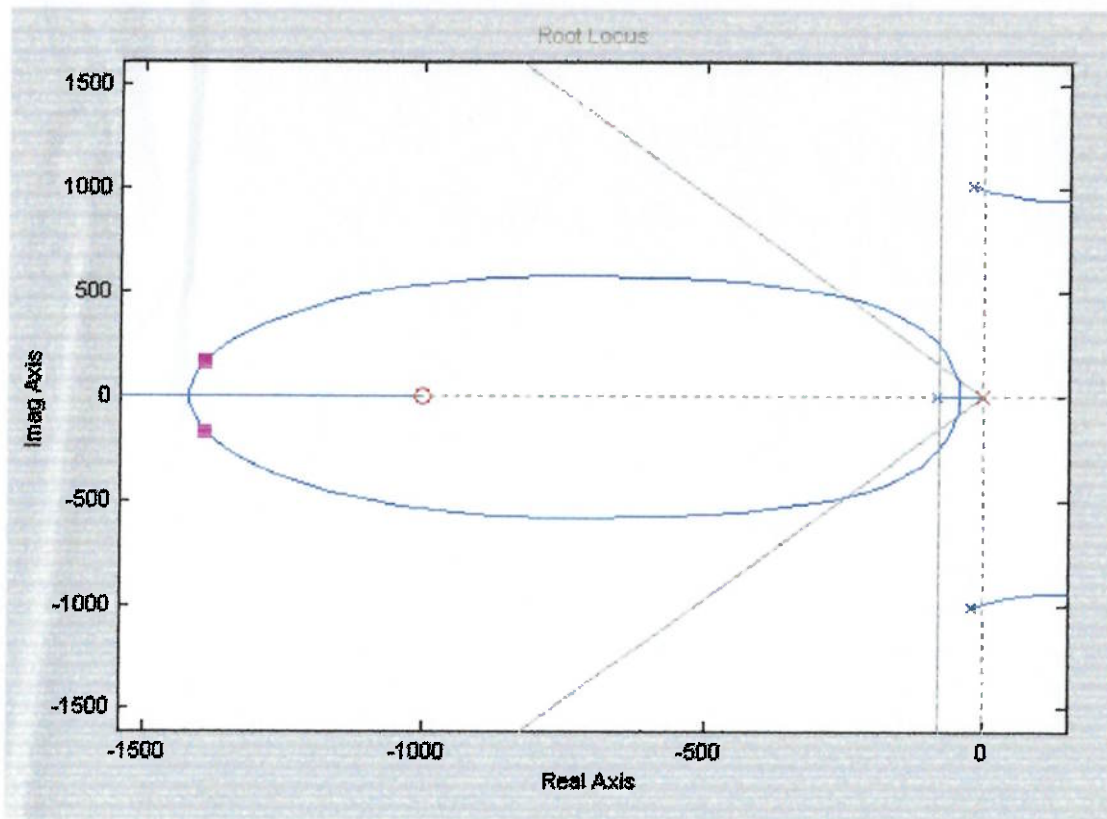


Figura 4.15 - Lugar das raízes com a adição dos pólos e zeros

Fazendo as iterações, chegamos às seguintes constantes:

- $T_i = 0,001$
- $K_p = 5$

E calculando a resposta em degrau, chegaremos ao seguinte gráfico (Figura 4.16):

Na Figura 4.16 pode-se observar os seguintes parâmetros:

- tempo de subida $\approx 0,022s$
- tempo de acomodação (considerando 5%) $\approx 0,052s$
- máximo sobresinal : $\frac{1,06 - 0,88}{0,88} \approx 20\%$

Observa-se que os parâmetros foram satisfeitos

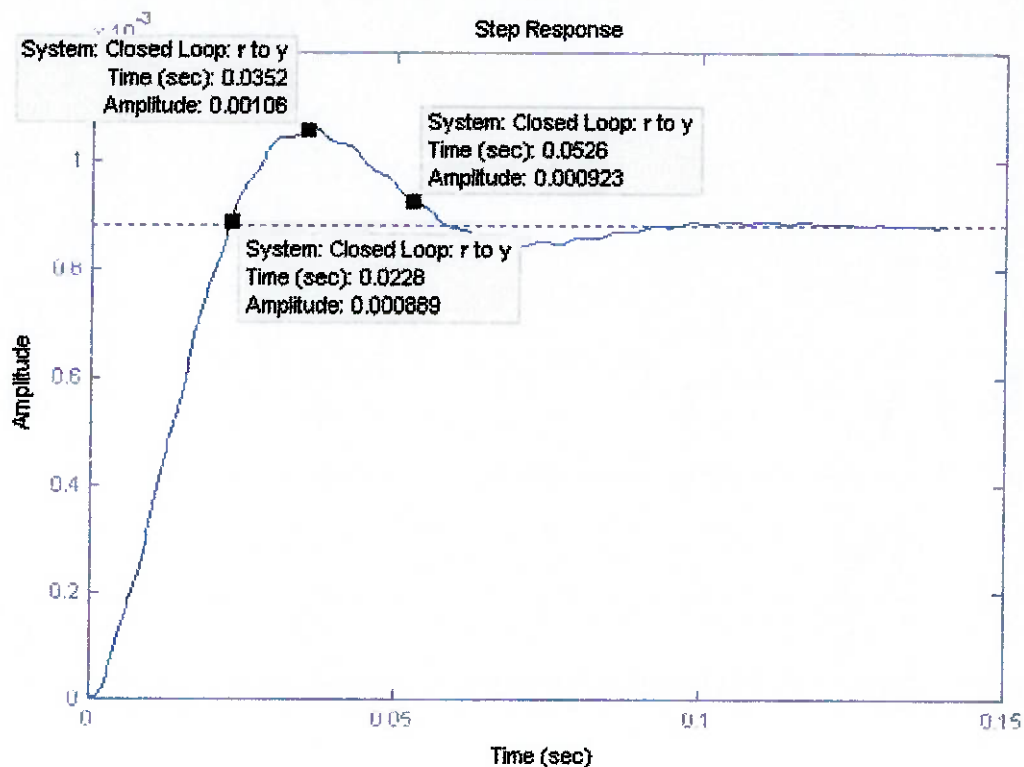


Figura 4.16 - Resposta em degrau do sistema compensado

4.5 Comentários

Podemos observar que apesar do nosso controlador atender aos requisitos projetado, o tempo de resposta não é muito rápido se for comparar com o tempo de resposta de algumas válvulas comerciais. No entanto, isto se deve ao fato de que estamos utilizando um solenóide comum.

Geralmente, neste tipo de válvula proporcional, utiliza-se um solenóide chamado de proporcional, que nada mais é do que um solenóide comum controlado.

Na modelagem, esse solenóide iria entrar na função de transferência da forma apresentada a seguir Figura 4.17):

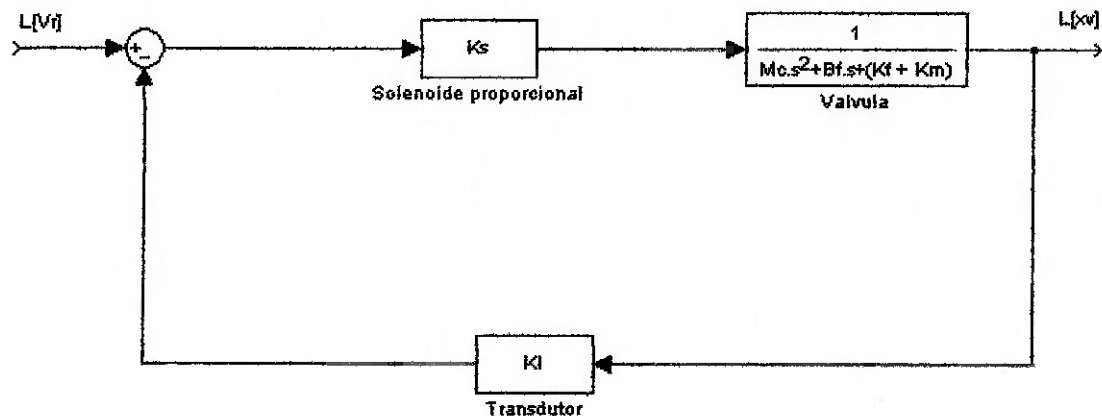


Figura 4.17 - Sistema com o solenóide proporcional

Onde K_s é a constante de proporcionalidade do solenóide, isto é a relação entre a entrada (tensão) e a saída (força) no solenóide.

Este sistema irá produzir a seguinte resposta e degrau (Figura 4.18):

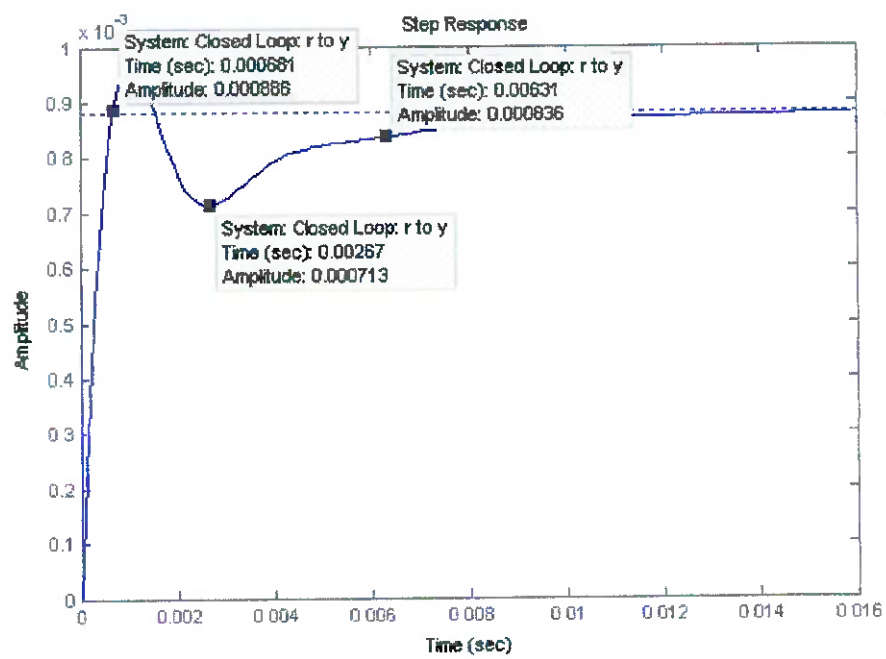


Figura 4.18 - Resposta em degrau do sistema com um solenóide proporcional

CONCLUSÕES

No processo de desenvolvimento da primeira fase de projeto tivemos de selecionar conversores de sinal eletromecânicos, sensores, vedações, e outros componentes utilizando ferramentas de projeto hidráulico de válvulas e elaboramos parte da documentação para fabricação, além de gerar as primeiras análises de modelagem e controle do sistema.

Um dos problemas encontrados na execução do projeto foi na definição dos processos de fabricação, pois estes influenciam severamente nas características de projeto. Por uma questão econômica não tivemos condições de gerar um protótipo, mesmo assim, buscamos selecionar componentes de baixo custo e processos de fabricação mais comuns. Porém a má escolha desses componentes e desses processos poderá inviabilizar economicamente o protótipo ou até impossibilitar que se construa um protótipo minimamente controlável.

Numa fase posterior determinamos os parâmetros dimensionais, selecionamos os componentes que restavam, fizemos o equacionamento, escolhemos o controlador e simulamos o modelo de controle.

Para o Projeto físico da Válvula fica claro que os principais empecilhos são referentes a exigência de tolerâncias muito apertadas, e a natureza artesanal que dispomos para alcançarmos essas tolerâncias.

A escolha do controlador mostrou ser uma tarefa difícil quando não possui fisicamente a planta. Algumas aproximações e linearizações do sistema podem fazer com que o controlador determinado não controle de fato a planta. Além disso, como o método de escolha do controlador é iterativo, pode ser que as constantes

determinadas não sejam ótimas para este sistema. Desse modo, um estudo mais detalhado sobre cada componente do sistema pode ser necessário.

BIBLIOGRAFIA

R.B.Walters, C.Eng., F.I.Mech.E., *Hydraulic and Eletro-Hydraulic Control Systems*, - 1991

I.V.Linsingen, *Fundamentos de Sistemas Hidráulicos* – Editora da UFSC – 2001

Provenza, Francesco, *Manual do Projetista de Máquinas - Pro-tec* F. Provenza – 1996, 71 ed.

Fitzgerald, A. E.; Kingsley Jr., C.; Kusko, A - *Máquinas Elétricas* – McGraw-Hill, 1975

Shigley, Joseph Edward; Mischke, Charles R. *Mechanical Engineering Design - 5ª Edição* - McGraw-Hill – 1989

Timoshenko, S.P e Gere, J.E. – *Mecânica dos sólidos vol. 1 e vol.2.*

Almeida Neto, E.S., “Apostilas de Mecânica dos Sólidos-PEF”, 2000-2001.

Omura, G. – “Dominando o AutoCad 2000”, 1ª edição, LTC, 2000.

Cogdell, J.R. – “Foundations of Electric Power”, Prentice Hall, 1999.

Montgomery, D.Bruce. – “Solenoid Magnet Design: the magnetic and mechanical aspects of resistive and superconducting systems”, Krieger, 1980.

Seely, Samuel. – “Electrical and Eletronic Engineering Series: Introduction to electromagnetic fields”, McGraw-Hill, 1958.

Kalpakjian, S. and Schmid, S.R. – “Manufacturing Engineering and Technology”, 4ªed., Prentice Hall, 2001.

Ogata, Katsuhiko. – Engenharia de Controle Moderno, 3ªed, Prentice Hall do Brasil, 1998.

Merrit, H.E. – “*Hydraulic Control Systems*”, John Wiley & Sons Inc., 1967.

Neto, A.H., Tribes A., Volpe.E.V. e Fiorelli.F.A.S.- “Máquinas Térmicas – Experiências de Laboratório”, Departamento de engenharia Mecânica, 1996.

ANEXO 1
Sensor de Efeito Hall

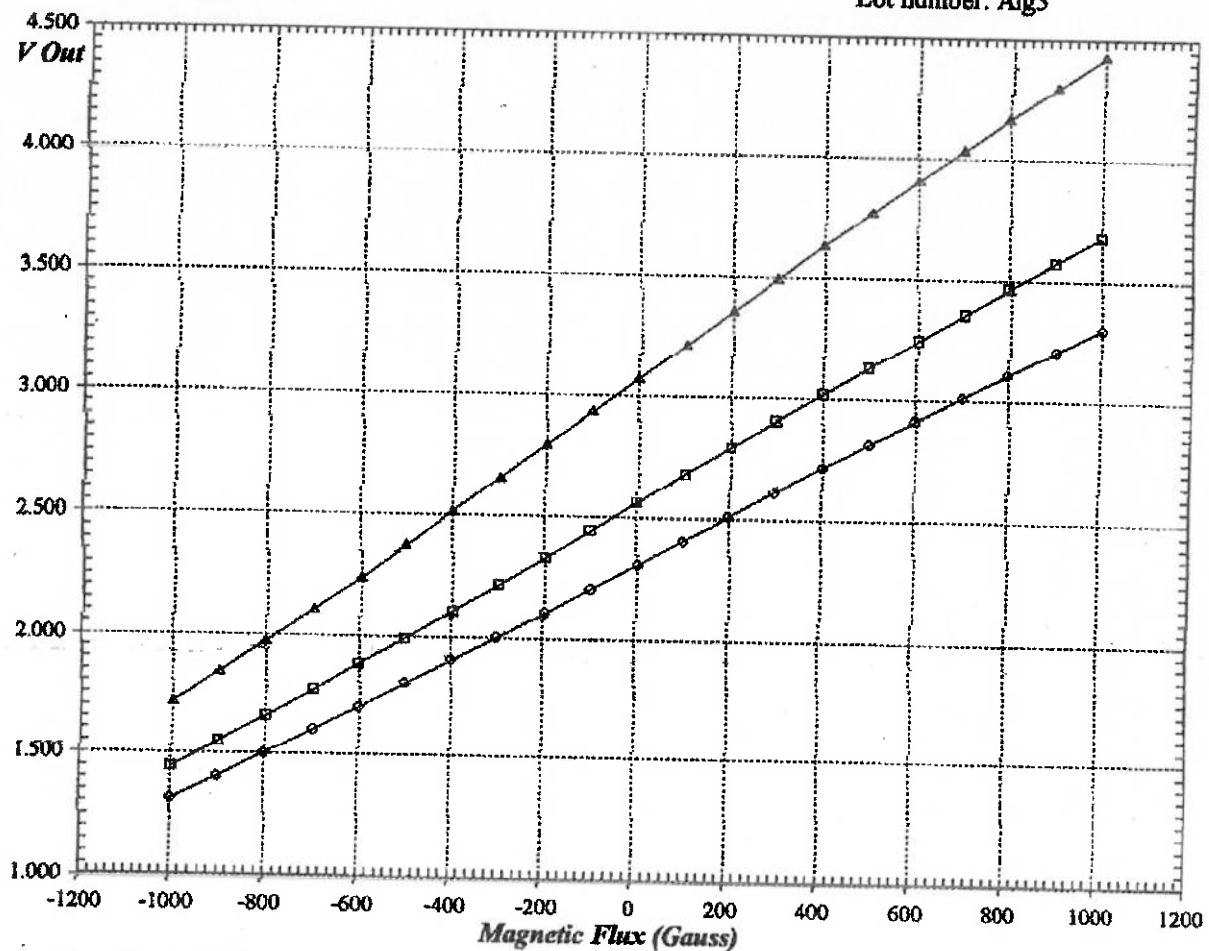
Analog Output Hall IC Calibration Report

Device type: UGN3503

Date: 02-02-1994

Device number: 65

Lot number: Alg5



	VCC (Volts)	QVO (Volts)	(Measured over +/- 1000 Gauss)		
			SEN (mV/G)	Max non-linearity (%)	Symmetry (%)
◊ 1	4.500	2.306	0.995	0.6	99.6
◻ 2	5.000	2.561	1.118	0.5	99.6
▲ 3	6.000	3.071	1.357	0.7	99.7

B (Gauss)

Polarity	# Steps	G / Step	Max B
North Pole	10	- 100	- 1000
South Pole	10	100	1000



ANEXO 2
Aplicações de Sensores de Efeito Hall

APPLICATIONS INFORMATION

Application Note
27702A*

LINEAR HALL-EFFECT SENSORS

by Joe Gilbert and Ray Dewey

LINEAR SENSORS — FEATURES & BENEFITS

Linear sensors are designed to respond to a wide range of positive or negative magnetic fields. Critical to the performance of linear sensors is their sensitivity and linearity over their specified operating temperature range. Allegro's 4th-generation linear sensors, the A3515 and A3516, optimize these design criteria. These ratiometric sensors have a sensitivity of 5 mV/gauss and 2.5 mV/gauss, respectively, an operating temperature range of -40°C to +150°C, and are temperature compensated over their full operating range.

Linear Hall-effect sensors are immune to most environmental disturbances that may affect optical or mechanical devices, such as vibration, moisture, dirt or oil films, ambient lighting, etc.

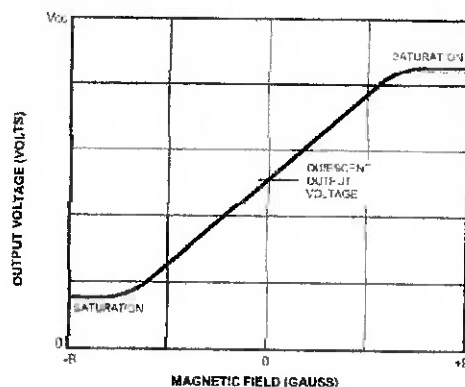
A Few of the Many Possible Applications

- Current sensing
- Power sensing (watt-hour metering)
- Current trip-point detection
- Strain gauge
- Biased (magnetically) sensing applications
- Ferrous metal detectors
- Proximity sensing
- Joy-stick with intermediate position sensing
- Liquid-level sensing
- Temperature/pressure/vacuum sensing (with bellows assembly)
- Throttle or air valve position sensing
- Non-contact potentiometers

Ratiometric Defined

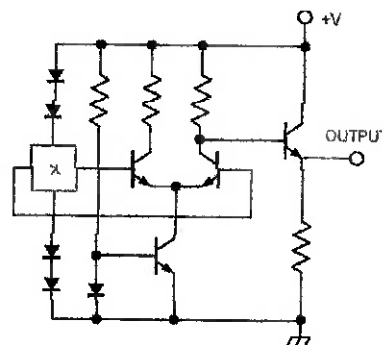
Most linear Hall-effect sensors are "ratiometric" where the quiescent output voltage (typically 1/2 the supply voltage) and sensitivity are proportional to the supply voltage.

For example: with a supply voltage of 5.0 V and no magnetic field present, the A3515 sensor's quiescent



Loop P1E100

Linear Sensor Characteristic



Reg. PH 071

Early Linear Ratiometric Sensor Using Single Hall Element

output will typically be 2.5 V, and will change at a rate of 5.0 mV/G. If the supply voltage increases to 5.5 V, the quiescent output voltage will change to 2.75 V, and the sensitivity will increase to 5.5 mV/G.



LINEAR HALL-EFFECT SENSORS

Characteristic	Allegro Type Number						
	UGN3501*	UGN3503	UGN3508	UGN3507	UGN3506*	A3516	A3515
Ratiometric	no	yes	yes	yes	yes	yes	yes
Supply Voltage	8–12 V	4.5–6 V	4.5–6 V	4.5–6 V	4.5–6 V	4.5–8 V	4.5–8 V
Quiescent Output	3.6 V	$V_{CC}/2$	$V_{CC}/2$	$V_{CC}/2$	$V_{CC}/2$	$V_{CC}/2$	$V_{CC}/2$
Sensitivity @ 5 V	0.7 mV/G	1.3 mV/G	2.5 mV/G	2.5 mV/G	2.5 mV/G	2.5 mV/G	5.0 mV/G
Stability	not spec'd	not spec'd	± 50 G	± 35 G	± 20 G	± 10 G	± 10 G

*Discontinued — shown for comparison only.

A3506/07/08 Family of Linear Sensors

The original (1978) UGN3501/03 linear Hall-effect sensors met the basic requirement for contactless sensing but were extremely sensitive to temperature changes and mechanical stress. The A3506/07/08 are 2nd-generation linear sensors utilizing multiple sensors to cancel out these effects on the Hall sensor.

The output of these linear sensors is set to compensate for the negative temperature coefficient of samarium-cobalt magnets ($-0.02\%/^{\circ}\text{C}$).

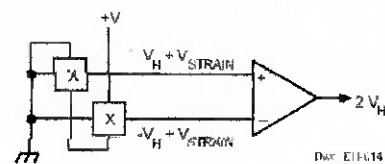
A3515/16 Family of Linear Sensors

The A3515/16 BiCMOS linear sensors utilize a single Hall sensor that is electronically rotated to cancel out the stress effects on the Hall sensor. These devices use a proprietary dynamic offset cancellation technique, with an internal high-frequency clock to reduce the residual offset voltage of the Hall element, which is normally caused by device overmolding, temperature dependencies, and thermal stress. This technique produces devices that have an extremely stable quiescent Hall output voltage, are immune to thermal stress, and have precise recoverability after temperature cycling.

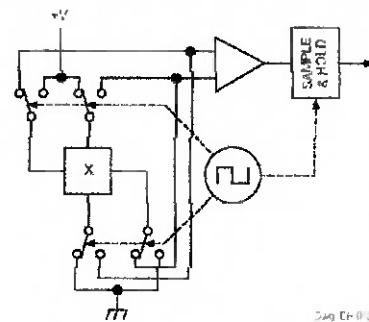
Linear sensor basic specifications (see data sheets for complete specifications) are shown above.

Calibrated Linear

Allegro offers as an application design aid, a calibrated linear sensor. This utilizes the newest A3515 or A3516 devices, providing serialized linear sensors with a graph of their precise output over a magnetic field of ± 400 gauss (A3515) or ± 800 gauss (A3516). The graph is plotted at three bias voltages 4.5 V, 5 V, and 5.5 V. Designers can use these devices to obtain extremely accurate field-



Multiple Sensors to Cancel Effects of Strain



Electronically Rotated Sensor
to Cancel Effects of Strain

strength measurements. Because the sensors are packaged in the popular "U" or "UA" packages, the devices are easily inserted into developmental circuits to provide an easy means of reading actual field strength. This allows precise measurements to be made of magnets and their field strengths at various air gaps. Ultimately, the calibrated linear will provide information that will greatly assist in the final selection of system magnets, air gaps, and the proper digital or linear sensor for the application.



115 Northeast Cutoff, Box 15036
Worcester, Massachusetts 01615-0036 (508) 853-5000
Copyright © 1996, 2002 Allegro MicroSystems, Inc.

2

LINEAR HALL-EFFECT SENSORS

To use, connect the appropriate terminals to a well-regulated power supply (± 0.01 V) and the output to a high-impedance voltmeter. It is also recommended that an external $0.1 \mu\text{F}$ bypass capacitor be connected (in close proximity to the Hall sensor) between the supply and ground of the device to reduce both external noise and noise generated by the chopper stabilization technique. An ambient temperature range of $+21^\circ\text{C}$ to $+25^\circ\text{C}$ should also be maintained. Before use, the device should be powered up and allowed to stabilize.

The calibrated linear sensor, with its attached calibration curve, affords a convenient method of flux measurement.

Subject the device to the magnetic field in question. Measure the device output voltage and locate that level on the Y axis of the calibration curve. The intersection of that output level with the calibration curve will provide the corresponding flux density on the calibration curve's X axis.

Alternatively, the sensitivity coefficient (as given on the calibration curve for the device) can be used to calculate flux densities more precisely. First, determine the quiescent output voltage of the device under a zero gauss or "null" field condition. Then, measure the output of the device with the unknown field applied. The magnetic flux density at the chip can then be calculated as:

$$B = 1000 (V_{OB} - V_{OO})/k$$

where B = magnetic flux density in gauss

V_{OB} = output voltage with unknown field applied

V_{OO} = output voltage with zero gauss applied

k = calibrated device sensitivity in mV/G.

CURRENT SENSING

Linear Hall-effect sensors are ideal for current sensing. Currents from the low milliamperage range into the thousands of amperes can be accurately measured.

The flow of current through a conductor will generate a free-space magnetic field of about 6.9 gauss per ampere. Because the measurement range of a linear Hall-effect sensor is limited, it is necessary to configure the sensing circuit such that the field strength of the current range to be measured is within the range of the sensor to be used. In the case of the A3516 this sensing range will be approximately -800 gauss to +800 gauss.

High-Current Measurement

For conductors with several hundred to thousands of amperes of current, the linear sensor can provide a direct usable output, without the use of field-enhancing coils or toroids, by sensing a portion of the total magnetic field generated. Lower currents will need to utilize coils or toroids to increase or concentrate the field to a detectable range. Ideally, the field will be above 100 gauss, placing the sensor output above signal-to-noise-ratio concerns. The magnetic flux density at the chip can be calculated as:

$$B \approx I/4\pi r \text{ or } I \approx 4\pi r B$$

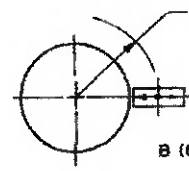
where: B = field strength in gauss

I = current in amperes

r = distance from wire center to sensor chip in inches.

Example 1: wire has 0.25" radius, plus 0.1" air gap, 2000 amperes of current flow. $B \approx 2000/4.40 \approx 455$ G.

Example 2: wire has 0.15" radius, plus 0.1" air gap, 300 amperes of current flow. $B \approx 300/3.14 \approx 95$ G.



$$B \text{ (GAUSS)} \approx \frac{I \text{ (AMPS)}}{4 \pi r \text{ (INCHES)}}$$

Note that the Hall element is most sensitive to magnetic fields passing perpendicularly through it. Flux lines at an angle to the device will generate reduced (cosine of the angle) Hall voltages and flux lines at 90° angles will produce a zero gauss indication.

Using A Coil for Increased Sensitivity

Flux density can be increased with the use of a coil. Using a total sensor-to-coil air gap of 0.060" yields an increase in flux density:

$$B \approx 6.9nI \text{ or } n \approx B/6.9I$$

where n = number of turns of wire in the coil.

LINEAR HALL-EFFECT SENSORS

For example, to indicate 400 gauss at 12 amperes:
 $n = 400/83 \approx 5$ turns.

Using A Toroid for Maximum Sensitivity

Accurate current measurements below about 120 amperes is best accomplished using a gapped toroid with the current-carrying conductor passing through the toroid and the sensor positioned in the toroid gap. The toroid will concentrate the magnetic field through the sensing element. *Magnetic fields below 1 gauss are difficult to measure due to the internal noise associated with the solid-state sensor and amplifiers. The wide-band output noise of the sensor is typically 400 μ V rms (or an error of about 32 mA).*

To measure low currents, the conductor should be passed through the toroid multiple times (n), resulting in

$$B \approx 6.9nI$$

where n = the number of turns.

LINEAR SENSOR APPLICATIONS USING PERMANENT MAGNETS

In many applications, the linear sensor will be used in conjunction with a permanent magnet. Several magnet configurations are shown below. To maximize linearity, a large change in field strength vs. the required displacement is desired. Careful selection of the magnet(s), and the sensing technique, will pay large dividends. In general, *high-quality, high field-strength magnets are required for most linear sensing applications. Samarium-cobalt or Alnico 8 magnets are recommended.*

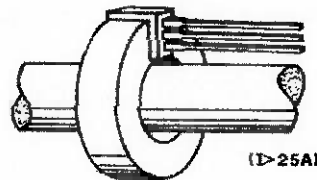
Head-On Sensing (Single Magnet)

Though straightforward, a head-on approach produces an output that mimics the magnetic field, which produces a nonlinear output vs. air gap. At small air gaps the change in output voltage vs. air gap is large, and for some applications may be considered "linear". At larger air gaps, the output assumes a pronounced nonlinear characteristic. Linear sensors will accurately track positive or negative magnetic fields.

Features:

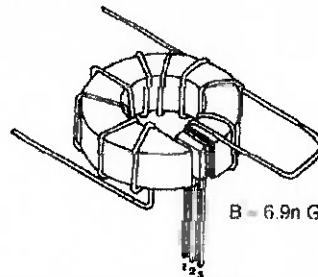
- sensor output tracks magnetic field and
- simple mechanical configuration.

$$B \approx 6.9 \text{ G/A}$$

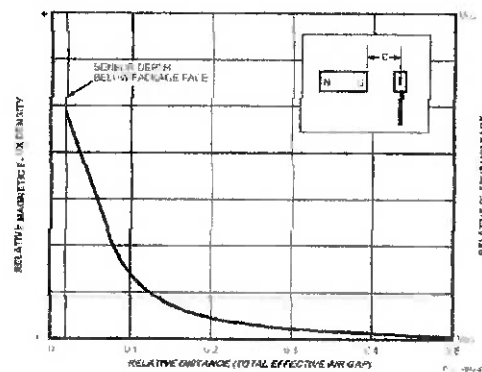


Dwg No 13,165

Gapped Toroid for Measuring High Currents



Multiple Turns for Measuring Low Currents



115 Northeast Cutoff, Box 15036
 Worcester, Massachusetts 01615-0036 (508) 853-5000

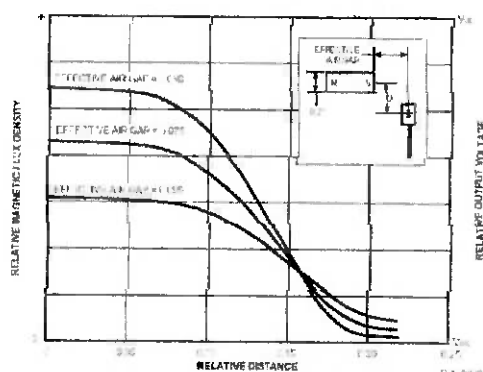
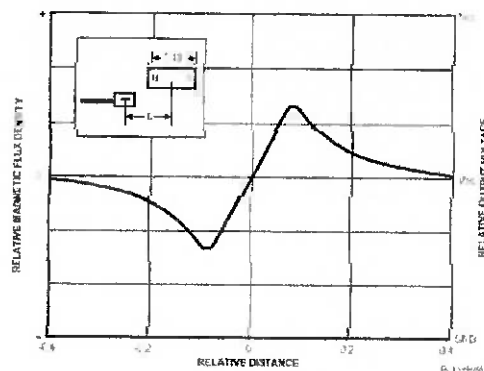
LINEAR HALL-EFFECT SENSORS

Slide-By Sensing (Single Magnet)

Slide-by sensing is a non-complex method of obtaining a linear output voltage vs. slide-by movement. Depending upon the location of the sensor relative to the zero-field center of the magnet, both negative and positive outputs can be produced. As the first graph shows, the center portion of the output is very linear and becomes a good choice for potentiometer, air valve, and throttle-position valve type applications.

Features:

- very linear output vs. position over a small range
- very steep magnetic (output voltage) slopes.
- very high flux density change relative to distance, and
- output is nearly rail-to-rail (ground to V_{CC}).

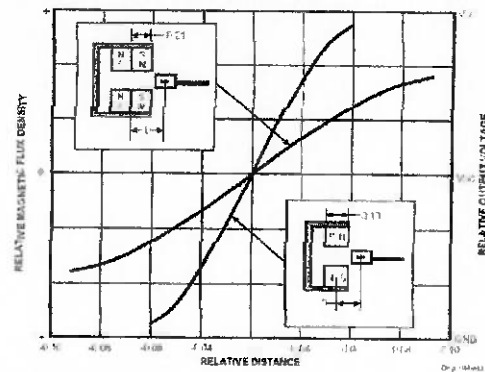


Push-Pull Approach

The sensor moves between two magnets. Complementary fields provide a linear, steep-sloped output. The output will range from zero to near plus/minus rail voltage with the polarity dependent on orientation of the magnets.

Features:

- steep magnetic (output voltage) slope,
- output is nearly rail-to-rail (ground to V_{CC}) with polarity dependent upon magnet orientation, and
- insensitive to precise positioning.

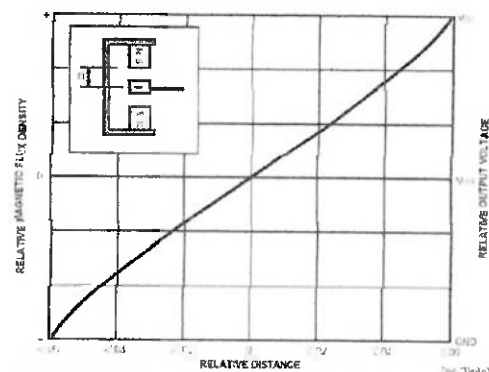


Push-Push Approach

The sensor moves between opposing magnets. The opposing fields provide a very linear, moderately steep-sloped output.

Features:

- steep magnetic (output voltage) slope,
- output is nearly rail-to-rail (ground to V_{CC}), and
- insensitive to precise positioning.



LINEAR HALL-EFFECT SENSORS

Compound Magnets

Compound magnets can be used to produce specialized outputs, including sine-wave-type outputs.

Magnetically Biased Linear Sensing

Linear sensors can be used to detect the presence or absence of a ferrous metal target. This requires bonding a biasing magnet onto the sensor*. This technology can also be used for notch or gear-tooth sensing although specialized gear-tooth sensor designs may be better suited for these applications.

OPTIMIZED LINEAR OUTPUTS

Several common circuits are used, in conjunction with linear sensors, to optimize their outputs for specialized applications.

A/D Converter Interface

Linear sensors can provide input for analog-to-digital converters. Ratiometric linear sensors can be powered from the A/D reference voltage source, allowing the sensor to track changes in the A/D LSB (least significant bit) value. As the reference voltage varies, the LSB will vary proportionally.

Look-Up Tables

When digital data is provided to a microprocessor, the sensor's output can be referenced to a lookup table, correcting for any non-linearity.

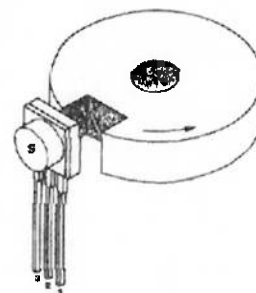
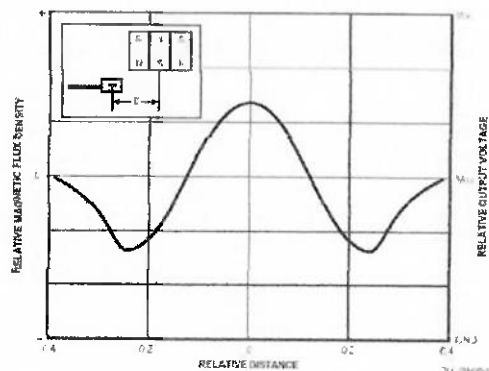
Comparators

Comparators can be utilized to provide a set point or trip point and thereby convert the linear sensor into an adjustable digital switch although chopper-stabilized Hall-effect switches may be better suited for these applications.

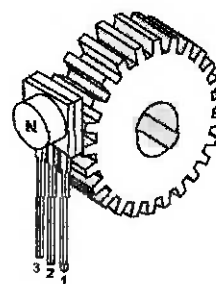
Operational Amplifiers

Operational amplifiers can be used to boost the output of the sensor to higher output levels and to provide adjustable offsets.

*Especially with older sensor designs, special precautions regarding soldering, gluing, potting, and encapsulating of Hall-effect devices may apply. Application note 27703.1 is available on request.



Biased Linear Sensing for Notch Detection



Biased Gear-Tooth Sensing



115 Northeast Cutoff, Box 15036
Worcester, Massachusetts 01615-0036 (508) 853-5000

LINEAR HALL-EFFECT SENSORS

MAGNETS

Many linear-sensing applications will need high-quality magnets to optimize air gaps and provide stable fields over wide temperature ranges. The table below is a guide to basic magnet characteristics. Detailed information on particular magnet types is available from the manufacturers (see supplement).

Choosing a Magnet

A magnet must have sufficient flux density to generate the desired linear sensor output, at the working air gap required by the application. Other considerations are the temperature coefficient of the magnet and its coercive

force. Coercive force is basically the measure of a magnet's ability to retain its magnetic force when subjected to a strong demagnetizing field. The larger a magnet's coercive force, the less susceptible it is to being demagnetized.

Temperature Coefficient of Magnets

Temperature coefficient is the rate of change of the magnet's field strength over temperature, measured in gauss per degree Celsius. This is an important consideration when selecting a magnet, particularly for linear applications.

Properties of Magnetic Materials

Material	Maximum energy product (gauss-oersted)	Residual induction (gauss)	Coercive force (oersteds)	Temperature coefficient	Cost	Comments
R.E. cobalt	16×10^6	8.1×10^3	7.9×10^3	-0.05%/°C	Highest	Strongest, smallest, resists demagnetizing best
Alnico 1, 2, 3, 4	$1.3 - 1.7 \times 10^6$	$5.5 - 7.5 \times 10^3$	$0.42 - 0.72 \times 10^3$	-0.02%/°C to -0.03%/°C	Medium	Non-oriented
Alnico 5, 6, 5-7	$4.0 - 7.5 \times 10^5$	$10.5 - 13.5 \times 10^3$	$0.64 - 0.78 \times 10^3$	-0.02%/°C to -0.03%/°C	Medium-high	Oriented
Alnico 8	$5.0 - 6.0 \times 10^5$	$7 - 9.2 \times 10^3$	$1.5 - 1.9 \times 10^3$	-0.01%/°C to +0.01%/°C	Medium-high	Oriented, high coercive force, best temperature coefficient
Alnico 9	10×10^5	10.5×10^3	1.6×10^3	-0.02%/°C	High	Oriented, highest energy product
Ceramic 1	1.0×10^6	2.2×10^3	1.8×10^3	-0.2%/°C	Low	Nonoriented, high coercive force, hard, brittle, non-conductor
Ceramic 2, 3, 4, 5	$1.8 - 2.6 \times 10^6$	$2.9 - 3.3 \times 10^3$	$2.3 - 2.8 \times 10^3$	-0.2%/°C	Low-medium	Partially oriented, very high coercive force, hard, brittle, non-conductor
Ceramic 6, 7, 8	$2.8 - 3.5 \times 10^6$	$3.5 - 3.8 \times 10^3$	$2.5 - 3.3 \times 10^3$	-0.2%/°C	Medium	Fully oriented, very high coercive force, hard, brittle, non-conductor
Cunife	1.4×10^5	5.5×10^3	0.53×10^3	—	Medium	Ductile, can cold form and machine
Fe-Cr	5.25×10^5	13.5×10^3	0.60×10^3	—	Medium	Can machine prior to final aging treatment
Plastic	$0.2 - 1.2 \times 10^5$	$1.4 - 3 \times 10^3$	$0.45 - 1.4 \times 10^3$	-0.2%/°C	Lowest	Can be molded, stamped, machined
Rubber	$0.35 - 1.1 \times 10^6$	$1.3 - 2.3 \times 10^3$	$1 - 1.8 \times 10^3$	-0.2%/°C	Lowest	Flexible
Neodymium	$7 - 15 \times 10^6$	$5.4 - 11.75 \times 10^3$	$5.3 - 6.5 \times 10^3$	-0.157%/°C to -0.192%/°C	Medium-high	Non-oriented

LINEAR HALL-EFFECT SENSORS

Magnetic Materials

Alnico is a class of alloys containing aluminum, nickel, cobalt, iron, and additives that can be varied to give a wide range of properties. These magnets are strong, and have low temperature coefficients. *Alnico magnets are less expensive than rare-earth cobalt magnets but more expensive than most other materials.* Alnico magnets can be cast, or sintered by pressing metal powders in a die and heat treating. Sintered Alnico is well suited to mass production of small, intricately shaped magnets. It has more uniform flux density, and is mechanically superior to most other magnetic materials. Cast Alnico magnets are generally somewhat stronger than non-oriented or isotropic Alnico alloys (1,2,3,4) and are less expensive and magnetically weaker than the oriented alloys (5,6,5-7,8,9). Alnico is too hard and brittle to be shaped except by grinding.

Ceramic magnets contain barium or strontium ferrite (or another element from that group) in a matrix of ceramic material that is compacted and sintered. Ceramics are poor conductors of heat and electricity and are chemically inert. As with Alnico, ceramic magnets can be fabricated with an oriented structure for additional magnetic strength. Ceramic magnets are less expensive than Alnico, and have a lower maximum energy product.

Cunife magnets are made from a ductile copper-base alloy with nickel and iron. They can be stamped, swagged, drawn, or rolled into final shape.

Iron-Chromium (Fe-Cr) magnets have magnetic properties similar to Alnico 5, but are soft enough to be machined before final heat treatment hardens them.

Neodymium (Ne-Fe-B) magnets compare in strength with rare-earth magnets, are less expensive, but have poor temperature coefficients. Neodymium magnets are produced by either a powdered-metal technique called "orient-press-sinter" or by casting. Oxidation problems can be overcome through the use of modern coatings.

Plastic or Rubber magnets consist of barium or strontium ferrite in a plastic or rubber matrix. These are the least expensive magnets but have the lowest maximum energy product. Plastic or rubber magnets can be formed by stamping, molding, or machining.

Rare-Earth Cobalt magnets are alloys of rare-earth metals (such as samarium) with cobalt. These magnets are the best in all categories but are also the most expensive. The material is too hard for machining and must be ground if shaping is necessary.



115 Northeast Cutoff, Box 15036
Worcester, Massachusetts 01615-0036 (508) 853-5000

8

**LINEAR
HALL-EFFECT
SENSORS**

HALL-EFFECT SENSORS

LINEAR HALL-EFFECT SENSORS						
Partial Part Number	Supply Voltage (V)	Typical Sensitivity	Equivalent Accuracy (see note 3)	Oper. Temp.	Packages	Comments
UGN3503	4.5 to 6	1.3 mV/G	—	S	LT, UA	
A3515x	4.5 to 5.5	5 mV/G	<±10 G	E, L	UA	chopper stabilized
A3516x	4.5 to 5.5	2.5 mV/G	<±10 G	E, L	UA	chopper stabilized
A3517x	4.5 to 5.5	5 mV/G	<±20 G	S, L	UA	chopper stabilized
A3518x	4.5 to 5.5	2.5 mV/G	<±20 G	S, L	UA	chopper stabilized

Notes: 1) Typical data is at $T_A = +25^\circ\text{C}$ and nominal operating voltage.

2) "x" = Operating Temperature Range [suffix letter or (prefix)]: S (UGN) = -20°C to $+85^\circ\text{C}$, E = -40°C to $+85^\circ\text{C}$, J = -40°C to $+115^\circ\text{C}$, K (UGS) = -40°C to $+125^\circ\text{C}$, L (UGL) = -40°C to $+150^\circ\text{C}$.

3) Linear Hall-effect equivalent accuracy is defined as ΔV_{OQ} over the operating temperature range, divided by sensitivity.



115 Northeast Cutoff, Box 15036
Worcester, Massachusetts 01615-0036 (508) 853-5000

12

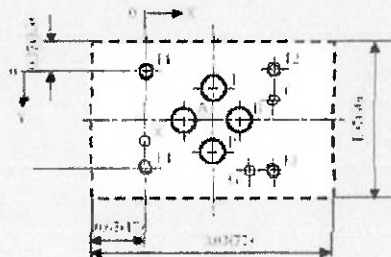
ANEXO 3
Norma ISO 4401-05-05-0-94

D633, D634 SERIES MOUNTING PATTERN / ACCESSORIES

MOUNTING PATTERN D633 ISO 4401 - 03 - 03 - 0 - 94

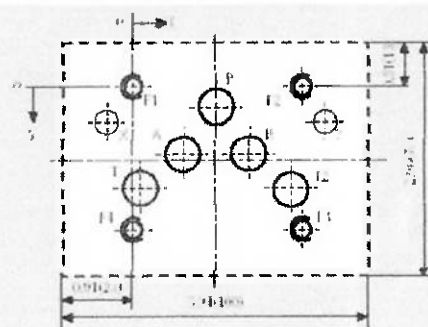
MID	P	A	B	T	X ^h	Y	F ₁	F ₂	F ₃	F ₄	G
	Ø7.5	Ø7.5	Ø7.5	Ø7.5	Ø3.5	M5	M5	M5	M5	M5	4
x	21.5	12.7	30.2	21.5	40.5	0	40.5	40.5	0	33	
y	25.8	15.5	15.5	5.1	9	0	-0.75	31.75	31	31.75	
MA	P	A	B	T	X ^h	Y	F ₁	F ₂	F ₃	F ₄	G
	Ø0.30	Ø0.50	Ø0.30	Ø0.30	Ø0.13	M5	M5	M5	M5	M5	0.16
x	0.85	0.50	1.19	0.85	1.50	0	1.50	1.50	0	1.50	
y	1.02	0.61	0.51	0.20	0.55	0	-0.03	1.25	1.22	1.25	

^hFlank G must not be drilled not used in this case.



MOUNTING PATTERN D634 ISO 4401 - 05 - 05 - 0 - 94

MID	P	A	B	T	T ₂	X ^h	Y	F ₁	F ₂	F ₃	F ₄
	Ø11.2	Ø11.2	Ø11.2	Ø11.2	Ø11.2	Ø6.3	M6	M6	M6	M6	M6
x	27	16.7	37.3	3.2	50.8	62	0	54	54	0	
y	6.3	21.4	21.4	32.5	32.5	11	0	0	46	46	
MA	P	A	B	T	T ₂	X ^h	Y	F ₁	F ₂	F ₃	F ₄
	Ø0.44	Ø0.44	Ø0.44	Ø0.44	Ø0.44	Ø0.25	M6	M6	M6	M6	M6
x	1.06	0.66	1.47	0.13	2.00	2.44	0	2.13	2.13	0	
y	0.25	0.84	0.84	1.28	1.28	0.43	0	0	1.81	1.81	



Mounting pattern must be flat within 0.01 mm over the entire surface must be better than 0.02.

ACCESSORIES*

Moog Part #	Description	Dimensions / Notes	Qty.	D633	D634
B07097-001	Mating Connector: 6 + PE Pole	Protection IP65		X	X
A03665-050-060	Mounting Bolts	M5 x 60 DIN 912-10.9	4 pcs.	X	
A03665-063-060	Mounting Bolts	M5 x 60 DIN 912-10.9	4 pcs.		X
B46634-002	Flushing Plate			X	
B67726-001	Flushing Plate				X
B67728-002	Flushing Plate				X
B67728-003	Flushing Plate				X

*Accessories are not included in delivery

ANEXO 4
Introdução às Vedações



Vedações Técnicas

3 - Tipos de Vedação

Devido as inúmeras condições de trabalho onde se torna necessária a utilização de vedadores, foram desenvolvidos compostos diferentes, bem como sua conformação física também é bastante variável. Mas vamos destacar apenas os tipos mais conhecidos e aplicados.

3.1 Anéis

Os anéis constituem a forma mais versátil de vedação. Podem ser aplicados em sistemas estáticos e dinâmicos, desde que não sejam rotativos, pois sua funcionalidade em movimentos radiais é sofrível, portanto deve-se evitar tais montagens.

3.1.1 O-Ring / Anel O'

É o anel mais abrangente, quanto a sua utilização. Fabricado em mais de 100 compostos diferentes. É especialmente indicado em montagens de :

- Tampas de flange, alojamentos de êmbolos e hastes de cilindros pneumáticos e hidráulicos, válvulas de comandos hidráulicos e pneumáticos, tampas de válvulas e camisa de motores automotivos.

OBSERVAÇÃO: Por um erro pronúncia, normalmente falamos Anel Oring o que está errado, pois Oring em inglês, traduzido para o português quer dizer Anel, então, devemos dizer Anel ou Oring.

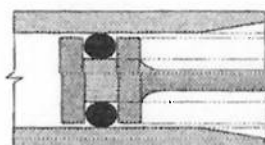
3.1.1 O-Ring



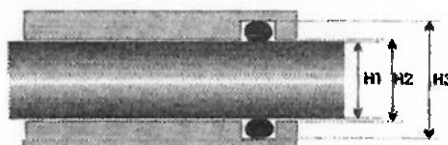


Vedações Técnicas

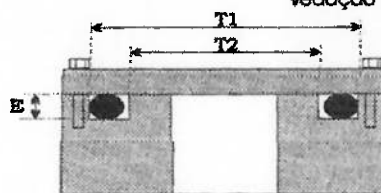
USINAGEM DE ALOJAMENTO



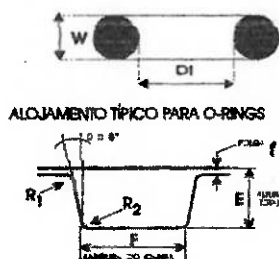
O-ring alojado no êmbolo.
Vedação de camisa.



O-ring alojado na camisa.
Vedação de haste.



O-ring alojado na tampa.
Vedação de topo.



ALOJAMENTO TÍPICO PARA O-RINGS

Dimensões para projetos de alojamentos com O-rings padronizados

SECÇÃO TRANSVERSAL (W) mm	ESTÁTICO				DINÂMICO			
	E	F	E	F	E	F	E	F
1,80 ±0,08	1,34 0 1,27	0,08 0 0,12	2,35 0 2,52	0,12 0 0,36	1,41 0 1,46	0,08 0 0,13	2,35 0 2,57	0,13 0 0,36
2,65 ±0,08	2,12 0 2,06	0,06 0 0,12	3,68 0 3,68	0,12 0 0,36	2,35 0 2,35	0,06 0 0,13	3,62 0 3,78	0,13 0 0,36
3,65 ±0,10	2,89 0 2,81	0,07 0 0,16	4,79 0 4,90	0,28 0 0,63	3,07 0 3,14	0,08 0 0,16	4,73 0 4,86	0,36 0 0,63
5,30 ±0,13	4,42 0 4,06	0,07 0 0,16	7,21 0 7,35	0,60 0 0,63	4,64 0 4,78	0,08 0 0,16	7,12 0 7,40	0,61 0 0,63
7,00 ±0,15	5,62 0 6,60	0,10 0 0,18	9,60 0 9,89	0,60 0 0,63	6,00 0 6,10	0,10 0 0,17	9,58 0 9,80	0,64 0 0,63

- Evite criar cantos vivos ou saliências que possam danificar o O-ring.
- Evite passar o O-ring sobre aresta e áreas de intemperismo.
- Quando utilizar SILICONE considere a metade das folgas recomendadas.

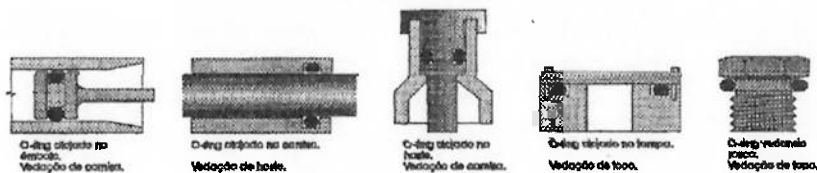
	MÍNIMO	MÁXIMO	E	F
C1				
C2				
C3				
H1				
H2				
H3				
T1				
T2				

Dimensões em milímetros



O-RING

ASPECTO DE APLICAÇÕES USUAIS COM O-RINGS



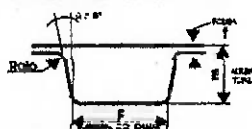
RECOMENDAÇÕES ÚTEIS

USO DE ACORDO COM O MOVIMENTO USO DE ACORDO COM A PRESSÃO

COMPOSTO	VELOCIDADE	USO DE ACORDO COM O MOVIMENTO	USO DE ACORDO COM A PRESSÃO
		AXIAL	ROTACIONAL
Nitrila	Excelente	Excelente	Regular
Neoprene	Excelente	Excelente	Regular
Silicone	Bom	Ruim	Ruim
Fluorocarbono	Excelente	Bom	Ruim
Etileno	Excelente	Excelente	Ruim

(*) - Máximo 100 rpm

ALINHAMENTO TÍPICO PARA O-RINGS



	1,80 ±0,08	2,65 ±0,08	3,55 ±0,10	5,30 ±0,13	7,00 ±0,15
	1,24 G	0,08 G	2,35 G		
	1,27	0,12	2,85		
			2,65 G		



Vedações Técnicas

3.2. Gaxetas

São elementos técnicos para vedação, aplicados em Sistemas Pneumáticos e Hidráulicos dinâmicos não rotativos, ou seja sistemas que requeiram uma vedação axial.

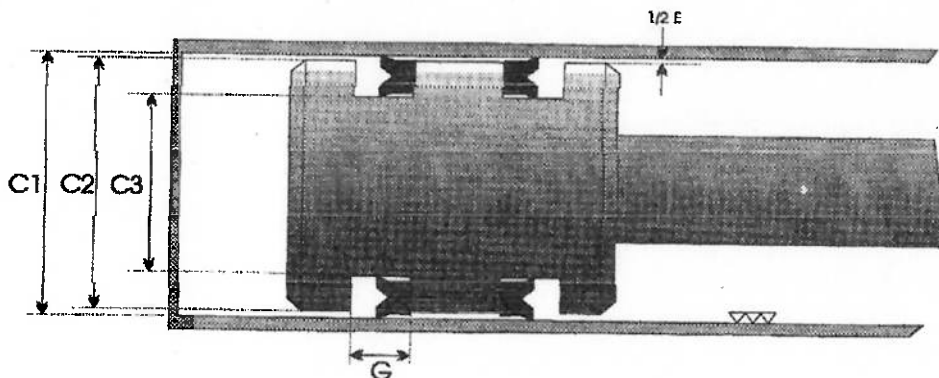
Também podem ser fabricados em vários compostos, mas os mais empregados são:

1. Poliuretano - 90 SHORE A de dureza (composto 201).
 2. Poliuretano com bissulfeto de molibdênio - 95 SHORE A de dureza (composto 810).
 3. Borracha Nitrílica - 80 SHORE A de dureza (composto 103).
- As Gaxetas possuem um grande número de tipos, que são definidos pela sua forma construtiva, os mais conhecidos são do tipo U, L e Chevron.

Os tipos mais difundidos são:

3.2.1 Gaxetas U1

São Gaxetas utilizadas em sistemas de baixa para média pressão. Aplicadas sob condições de trabalho moderados Pneumáticos ou Hidráulicos, montagens para êmbolos. E não é indicada para trabalhos em sistemas de vácuo geralmente seu composto é a Nitrílica ou o Poliuretano 201.

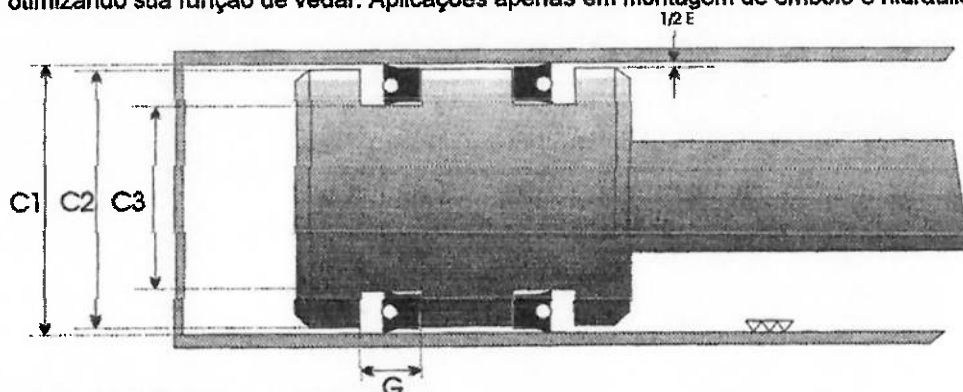




Vedações Técnicas

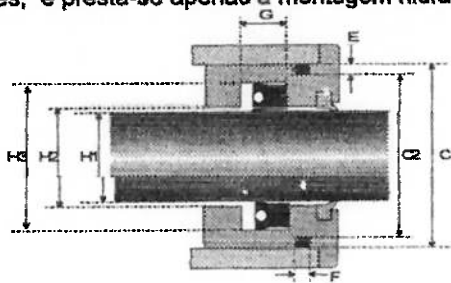
3.2.2 Gaxetas U2

São Gaxetas de conformação parecida com a U, mas com incerto de um anel O entre seus lábios, que lhe proporciona excelentes condições de trabalho sob vácuo e pressões extremas. Sob o vácuo o anel não permite que os lábios sofram fechamento ("rechupe") e em pressões extremas o anel distribui homogeneamente a ação da pressão na superfície interior dos lábios, otimizando sua função de vedar. Aplicações apenas em montagem de embolo e hidráulico.



3.2.3 Gaxetas U3

São Gaxetas de conformação similar a U2, mas tem no vértice do lábio interno e externo, um chanfro radial, o qual lhe proporciona uma capacidade excepcional para cortar o filme do óleo residual na pista de ação dinâmica, lhe garantindo para melhor performance. Estas Gaxetas destinam-se especialmente a vedações de hastes, portanto são fixas nas camisas e/ou nos cabeçotes, e presta-se apenas a montagem hidráulicos.





Vedações Técnicas

PERFIL	MODELO	APLICAÇÃO USUAL	COMPOSTOS NORMALMENTE UTILIZADOS
	U1	vide página 19	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM ➤ Poliuretano, NBR, Vitor, Neoprene
	U2	vide página 20	➤ Não recomendado ➤ Poliuretano 810, NBR, Vitor, Neoprene
	U3	vide página 20	➤ Não recomendado ➤ Poliuretano 810, NBR, Vitor, Neoprene
	U4	HASTES de cilindros hidráulicos e pneumáticos. Também podem ser usadas em embreagens de cilindros hidráulicos, com algumas modificações quanto a aperto final do perfil.	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM ➤ Poliuretano, NBR, Vitor, Neoprene
	U5	HASTES de cilindros pneumáticos e hidráulicos. A altura maior serve de apoio extra para a guarnição, evitando que esta se movimente no canal de alojamento.	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM ➤ Poliuretano, NBR, Vitor, Neoprene
	U6	EMBOLOS de cilindros pneumáticos e hidráulicos. A altura maior serve de apoio extra para a guarnição, evitando que esta se movimente no canal de alojamento.	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM ➤ Poliuretano, NBR, Vitor, Neoprene
	U7	HASTES de cilindros hidráulicos. O "bolimbo duro" serve de refugo extra para a guarnição, evitando o rescaldo ou o efeito da sucção devido a sucção de pressão e golpes de arifete.	➤ Não recomendado ➤ Poliuretano 810, NBR, Vitor, Neoprene
	U8	EMBOLOS de cilindros hidráulicos. O "bolimbo duro" serve de refugo extra para a guarnição, evitando o rescaldo ou o efeito da sucção devido a sucção de pressão e golpes de arifete.	➤ Não recomendado ➤ Poliuretano 810, NBR, Vitor, Neoprene
	U9	EMBOLOS de cilindros pneumáticos e hidráulicos de baixa pressão. Melhor recomendada para sistemas de baixa pressão.	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM ➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM
	U20	EMBOLOS de sistemas pneumáticos em geral.	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM, Borracha com Lona ➤ Não recomendado
	U21	HASTES de sistemas pneumáticos em geral.	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM, Borracha com Lona ➤ Não recomendado
	U23	EMBOLOS de cilindros pneumáticos e hidráulicos de baixa pressão. Melhor recomendada para sistemas de baixa pressão.	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM, Borracha com Lona ➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM, Borracha com Lona
	U24	EMBOLOS de cilindros hidráulicos de média e alta pressão.	➤ Não recomendado ➤ Borracha com Lona, Poliuretano, NBR
	U25	HASTES de cilindros pneumáticos e hidráulicos de baixa pressão. Funciona como guarnição e raspador ao mesmo tempo.	➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM ➤ Poliuretano, NBR, Vitor, Neoprene, EPDM
	U26	EMBOLOS e bases de cilindros hidráulicos e pneumáticos. Pode ser utilizada em conjunto com a guarnição V5, formando um "pacote".	➤ Não recomendado ➤ NBR, Vitor, Neoprene, EPDM, Borracha com Lona

Aplicações PNEUMÁTICAS
 Aplicações HIDRÁULICAS



Vedações Técnicas

GAXETA

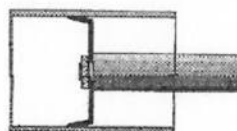
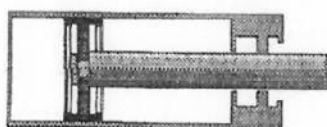
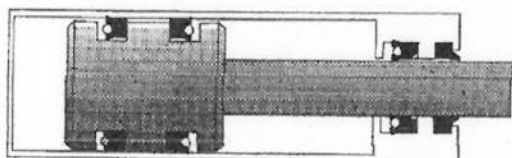
APLICAÇÃO DE GAXETAS CONFORME O PERFIL

PERFIL	PNEUMÁTICOS			HIDRÁULICOS		
	Baixa	Média	Alta	Baixa	Média	Alta
 U1						
 U2						
 U3						
 U4						
 U5						
 U6						
 U7						
 U8						
 U9						
 U23						
 L1						
 L2						
 L3						
 L4						
 U20						
 U21						
 V1						
 U24						
 U25						
 U26						
 U27						



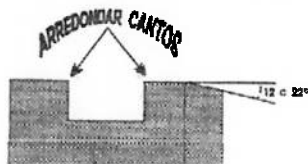
GAXETA

APLICAÇÕES TÍPICAS



RECOMENDAÇÕES ÚTEIS

1. Exceto gaxetas do tipo Chevron, todas as demais dependem da largura do alojamento para um funcionamento normal. Ao projetar, considere sempre a largura do alojamento como sendo a altura da gaxeta + 10% (no mínimo).
2. Na vedação com gaxetas, o acabamento superficial é fator decisivo para o bom desempenho do componente. Dê preferência para acabamentos polidos, sem quaisquer tipos de riscas.
3. Na montagem ou desmontagem não utilize ferramentas de metal duro. Dê preferência a materiais macios como bronzes ou espátulas de nylon. A grande maioria dos compostos Lucalene podem ser aquecidos para facilitar a montagem (principalmente gaxetas de êmbolo). Se necessário utilize este recurso com critério para não exceder a resistência mecânica do composto, reduzindo a vida útil do componente.
4. Para maior facilidade de montagem das gaxetas de êmbolo, faça um chanfro de entrada conforme a figura abaixo.
5. Se o meio vedado for água, em gaxetas de polietileno considere um alojamento cerca de 10% maior do que o normal porque o polietileno tende a aumentar de volume quando em contato com a água.





Vedações Técnicas

GAXETA

DADOS PARA PROJETO

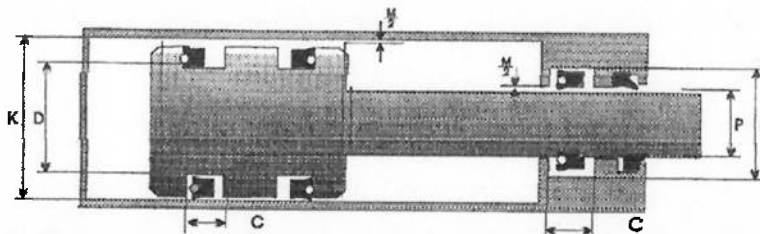


TABELA I Dimensões em mm

SEÇÃO NOMINAL DA GAXETA	C	ESPES. P	DIÂMETRO K	RAIO D	ESPAÇAMENTO B	FOUR M
3,17	3,84	+0 -0,025	+0,05 -0	+0 -0,05	+0,05 -0	0,02 0,10
4,76	5,4	+0 -0,05	+0,05 -0	+0 -0,05	+0,05 -0	0,02 0,10
6,35	7,30	+0 -0,06	+0,07 -0	+0 -0,07	+0,07 -0	0,02 0,12
7,93	9,10	+0 -0,05	+0,07 -0	+0 -0,10	+0,10 -0	0,02 0,12
9,52	10,9	+0 -0,05	+0,10 -0	+0 -0,12	+0,12 -0	0,05 0,15
12,70	14,00	+0 -0,07	+0,12 -0	+0 -0,17	+0,17 -0	0,05 0,25
15,87	18,25	+0 -0,07	+0,15 -0	+0 -0,22	+0,22 -0	0,07 0,30
19,05	21,90	+0 -0,10	+0,17 -0	+0 -0,28	+0,28 -0	0,07 0,36
25,40	28,21	+0 -0,12	+0,22 -0	+0 -0,38	+0,38 -0	0,10 0,45

PARA MAIOR
FACILIDADE
DE MONTAGEM,
UTILIZE A
TABELA
AO LADO

Diâmetro EXTERNO da Gaxeta (mm)				
30	60	130	250	
3,17	4,76	6,35	9,62	12,70
Seção Transversal Recomendada (mm)				

ANEXO 5
Gaxetas Chevron



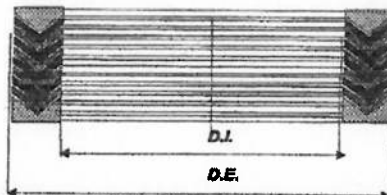
3.2.4 Gaxetas Chevron

São Gaxetas de concepção antiga, pois atualmente os equipamentos modernos, não as utilizam mais.

Basicamente são Gaxetas aplicadas em Sistemas de alta pressão em hastes ou êmbolos de cilindros hidráulicos, não recomendada sua aplicação em sistemas pneumáticos e ou hidráulicos de baixa pressão.

Por serem várias Gaxetas sobrepostas e compactadas por uma base interior e outra superior, seu ajuste se dá por meio de pressão mecânica exercida por molas ou parafusos, o que permite uma folga variável no seu alojamento. Tanto que para não perder sua eficiência, deve sofrer "apertos" periódicos para proporcionar um ajuste funcional.

Esta pode ser substituída por Gaxetas da família U, desde que as condições da pista onde ela trabalha estejam aceitáveis.



3.2.5 Recomendações para um bom rendimento das Gaxetas:

- ⇒ Exceto a Gaxeta de Chevron, todas as demais dependem de um alojamento dentro das especificações técnicas, observando sempre que sua largura mínima corresponde a largura da Gaxeta mais 10%. Para compensar possíveis inchamento.
- ⇒ O acabamento superficial da pista onde a Gaxeta vai trabalhar deverá ser R_a 0,8m espelhado, sem riscos nem arestas, e do alojamento R_a 1,6 m
- ⇒ Na montagem e/ou desmontagem, não utilize ferramentas de aço e/ou qualquer outro metal duro, de preferência a materiais macios, como bronze, Nylon, etc. As Gaxetas montadas em êmbolos, apresentam uma certa dificuldade para introduzi-las no alojamento, para facilitar sua montagem aqueça-as em água morna (máximo 70°). Não exceda o limite de resistência do composto, pois isto comprometerá sua funcionalidade.
- ⇒ Todos alojamentos deverão ter os cantos arredondados e as arestas chanfradas aproximadamente 15°.
- ⇒ Limpe e lubrifique sempre onde for efetuada a montagem, para facilitar.
- ⇒ Acresça em 10% as dimensões do alojamento, se o meio a ser vedado for água e o composto da Gaxeta for poliuretano, pois este composto aumenta de volume quando em contato com água.

Observe rigorosamente estes indicativos, para se obter a melhor performance possível da Gaxeta, otimizando sua vida útil.

ANEXO 6
Gaxetas em V



Nome Genérico	Modelo	Perfil
Gaxetas V	V1	
	V2	
	V3	
	V4	
	V5	
Aplicação usual		
Hastes e êmbolos de cilindros hidráulicos e pneumáticos		
Compostos normalmente utilizados		
PNEUMÁTICO: NBR, Viton, Borracha com Lona		
HIDRÁULICO: Borracha com Lona, Poliuretano, NBR, Viton		

Gaxetas "V" (V1, V2, V3, V4, V5, V6)

Código	Diam NT	Diam PXT	Alt 1	Alt 2	MOD	Comp	Código	Diam NT	Diam PXT	Alt 1	Alt 2	MOD	Comp
52681	3.17	12.70	1.60	3.20	V2	222	50862	22.00	32.00	2.50	4.30	V2	330
53305	3.96	13.50	2.20	4.50	V2	101	50866	22.00	32.00	2.50	4.20	V2	103
53325	4.00	10.40	1.20	2.40	V2	330	31154	22.00	35.00	2.00	4.30	V3	103
53847	4.50	14.70	1.50	3.40	V2	103	50023	22.00	38.00	7.50	0.00	V5	161
31490	6.50	19.00	1.60	4.20	V3	103	31052	22.00	40.00	4.00	8.00	V2	330
52542	8.00	25.00	3.00	6.00	V4	330	31155	22.20	34.50	4.00	0.00	V1	103
50377	8.50	18.50	2.50	4.50	V2	104	52609	22.50	29.50	4.00	5.40	V2	104
31253	9.00	16.00	3.00	0.00	V1	103	50497	23.50	39.50	2.00	6.00	V3	103
52607	9.30	22.30	1.70	4.00	V2	123	50042	24.70	38.10	4.20	4.60	V6	330
31261	9.50	22.20	1.50	4.30	V3	103	52478	25.00	35.00	3.30	5.00	V4	161
52554	10.00	22.00	4.00	6.70	V4	330	31037	25.00	38.00	3.00	6.50	V4	103
50465	12.00	22.00	3.00	5.60	V2	330	31152	25.00	39.00	2.50	4.50	V3	103
53909	12.00	24.00	3.00	6.00	V4	330	52314	25.00	42.00	4.00	8.00	V4	103
52533	12.00	32.00	4.00	8.00	V4	330	31150	25.00	44.50	5.00	11.00	V2	103
52982	12.70	19.05	1.80	3.18	V2	123	52543	25.00	50.00	4.00	8.00	V4	330
31807	12.70	26.50	2.00	4.50	V3	103	31158	25.40	36.50	8.00	0.00	V1	103
50469	13.00	25.00	4.00	5.00	V6	105	31785	25.40	38.10	3.17	6.35	V4	161
50381	13.00	26.00	2.50	5.00	V2	103	50227	25.40	44.45	4.00	8.00	V4	123
31202	14.00	26.00	8.00	0.00	V1	103	52744	25.40	44.45	4.00	7.00	V2	104
50576	14.50	27.00	1.80	4.00	V2	105	50457	25.50	44.50	4.00	10.00	V2	161
50448	14.50	29.50	3.00	6.20	V2	105	31284	26.50	38.00	3.70	4.00	V6	103
31174	15.50	32.00	3.50	6.00	V2	103	31618	27.30	42.00	5.50	8.20	V3	103
31200	15.80	27.00	2.50	5.00	V3	161	52914	27.80	38.10	3.70	6.00	V2	103
50827	16.00	24.50	3.00	4.50	V2	164	31600	28.50	41.00	5.30	8.00	V4	103
52544	16.00	35.00	4.00	8.00	V4	330	31314	29.00	43.00	5.00	8.00	V2	330
31262	17.70	33.00	4.00	6.40	V4	103	52261	29.00	46.00	4.80	8.60	V4	330
52672	18.00	31.75	4.00	7.00	V4	330	50894	29.00	53.00	6.00	11.00	V2	330
53015	18.00	32.00	2.40	4.80	V4	105	31546	29.50	41.00	4.50	9.50	V3	330
50979	19.00	30.00	2.50	5.00	V4	123	31697	29.50	54.00	18.00	0.00	V1	330
31448	19.00	30.00	5.00	7.00	V2	103	50980	30.00	41.00	3.50	6.00	V4	123
52868	19.00	31.80	3.00	6.50	V4	330	50868	30.00	45.00	3.20	5.90	V2	105
31232	19.00	32.00	2.00	3.50	V6	103	50867	30.00	45.00	3.80	6.20	V2	330
52494	19.00	32.00	2.00	4.00	V4	103	31672	30.00	50.00	3.50	8.00	V3	103
31014	19.00	38.00	4.00	8.00	V2	103	50530	30.10	44.30	3.50	6.30	V3	105
50275	19.00	39.00	4.50	8.50	V2	330	31914	30.16	38.10	5.00	6.35	V4	103
31863	19.05	28.06	2.00	4.10	V2	330	31928	30.20	44.20	6.30	0.00	V1	330
53245	19.05	28.57	2.20	4.00	V2	330	31322	30.70	48.30	3.70	7.50	V2	103
52581	19.05	31.70	1.90	4.10	V2	105	50964	31.00	42.00	2.00	4.00	V4	330
50164	19.05	31.70	3.20	4.50	V6	105	31173	31.00	42.00	5.00	7.00	V2	103
52724	19.20	31.00	3.10	4.10	V6	123	31073	31.30	48.00	2.00	4.20	V3	103
31199	19.40	32.50	2.00	4.00	V3	161	31077	31.50	50.80	7.80	8.00	V2	103
31176	19.60	30.40	3.00	6.00	V4	104	31905	31.75	50.80	3.50	7.14	V2	103
50342	20.00	28.00	2.00	3.50	V2	330	31104	31.80	41.30	3.50	6.30	V2	103
50277	20.00	32.00	2.00	3.20	V2	330	52421	31.80	50.80	4.50	8.00	V4	331
53426	20.00	32.00	4.80	7.50	V2	330	31188	32.00	41.00	3.50	6.50	V4	103
52520	20.00	40.00	4.00	8.00	V4	330	53056	32.00	44.00	2.10	4.40	V2	105
50382	20.60	31.75	2.20	4.00	V2	143	31189	32.00	45.00	4.00	6.20	V4	103
53016	20.63	31.75	3.50	5.70	V2	105	52237	33.30	46.00	3.00	6.00	V4	330
53728	20.63	36.51	5.50	7.54	V2	330	31859	34.00	54.00	12.00	0.00	V1	103
50856	22.00	32.00	2.50	4.50	V2	105	53108	34.00	67.00	8.00	15.00	V4	330

ANEXO 7

O-Rings



Nome Genérico	Modelo	Perfil
Anel O-Ring		
Aplicação usual Tampas de flanges, alojamentos de êmbolos e hastes de cilindros pneumáticos e hidráulicos, comandos pneumáticos e hidráulicos, tampas de válvulas, veda rosca, etc. Pode ser utilizado tanto em vedações dinâmicas como estáticas.		
Compostos normalmente utilizados PNEUMÁTICO: NBR, Viton, Neoprene, EPDM, Acrilonitrila, Silicone, Teflon, Nylon HIDRÁULICO: NBR, Viton, Neoprene, EPDM, Acrilonitrila, Silicone, Poliuretano, Teflon, Nylon		

Anéis de Vedação



Código	Data NT	Seção	Comprimento	Código	Data NT	Seção	Comprimento	Código	Data NT	Seção	Comprimento
4411	11.00	2.40	101	7629	12.00	5.00	163	6525	13.11	3.53	143
7234	11.00	2.50	102	4972	12.00	6.00	143	5420	13.30	2.40	101
5905	11.00	2.75	161	1310	12.07	5.33	163	5839	13.30	2.40	163
3420	11.00	3.00	101	6512	12.07	5.33	143	6863	13.30	2.40	810
5747	11.00	3.00	163	5462	12.10	1.60	163	6440	13.33	2.99	101
6912	11.00	3.00	100	4446	12.10	2.70	101	2986	13.40	1.60	121
5251	11.00	3.40	101	4628	12.15	4.35	101	2921	13.40	2.80	101
6490	11.00	4.50	101	1206	12.29	3.53	121	5229	13.45	2.10	101
4206	11.00	5.30	201	6532	12.29	3.53	143	5586	13.50	1.60	101
5500	11.10	1.60	121	5588	12.30	2.40	163	7655	13.50	4.00	103
5511	11.10	1.80	101	6177	12.30	2.80	163	7288	13.60	2.70	103
2653	11.10	2.70	163	7592	12.30	2.80	181	5279	13.60	3.00	105
5956	11.11	3.17	101	4660	12.37	2.26	101	7597	13.60	3.20	181
7342	11.13	3.96	102	1112	12.37	2.62	143	1311	13.64	5.33	105
6744	11.20	2.40	161	6559	12.37	2.62	143	5644	13.70	1.00	101
6232	11.30	2.40	101	7008	12.37	2.62	101	5471	13.80	2.20	101
5443	11.40	1.50	101	5340	12.40	1.02	101	5019	13.80	2.40	101
4546	11.50	1.30	101	4279	12.40	4.00	102	2659	13.80	2.50	101
4966	11.50	1.50	128	1014	12.42	1.78	221	1207	13.87	3.53	101
4914	11.50	2.00	101	7009	12.42	1.78	101	6567	13.87	3.53	143
6955	11.50	2.50	163	6582	12.50	1.60	102	1113	13.94	2.62	163
5265	11.50	3.00	101	6950	12.50	2.00	101	7010	13.94	2.62	101
4859	11.60	1.35	163	2955	12.50	3.50	101	7215	13.94	2.62	153
3127	11.60	2.10	101	6787	12.50	3.50	101	7685	14.00	1.00	101
3323	11.60	2.40	101	4182	12.50	6.70	101	5032	14.00	1.05	101
5802	11.70	1.78	101	4457	12.54	2.00	221	5919	14.00	1.20	101
7519	11.70	1.78	167	5698	12.60	1.80	810	4545	14.00	1.40	101
7584	11.70	2.70	180	3428	12.70	1.60	101	2664	14.00	1.50	101
4243	11.80	2.40	161	5717	12.70	1.60	125	3183	14.00	1.60	101
5000	11.80	2.40	101	7398	12.70	1.60	163	1015	14.00	1.78	161
5119	11.80	2.40	103	2262	12.70	2.40	101	7450	14.00	1.78	222
6959	11.80	3.60	163	3002	12.70	2.70	101	6200	14.00	1.80	810
7237	11.80	3.60	120	3627	12.70	3.20	101	2719	14.00	2.00	161
3906	11.89	1.98	241	7153	12.70	3.20	163	4686	14.00	2.00	143
5578	11.89	1.98	241	4172	12.70	5.00	111	7310	14.00	2.00	103
6399	11.90	2.65	127	5994	12.70	7.10	147	6323	14.00	2.20	101
6448	12.00	1.00	105	5101	12.80	1.20	101	7123	14.00	2.40	120
6906	12.00	1.00	161	5324	12.80	3.50	101	6449	14.00	2.50	105
5583	12.00	1.50	101	4219	13.00	0.80	101	6947	14.00	2.50	161
5029	12.00	2.00	143	6318	13.00	1.00	101	5810	14.00	2.62	163
5220	12.00	2.00	163	6295	13.00	1.50	101	5315	14.00	2.65	128
4685	12.00	2.20	101	7410	13.00	1.70	105	4831	14.00	2.70	221
4798	12.00	2.50	101	5221	13.00	2.00	101	4815	14.00	2.80	161
6073	12.00	2.50	810	5249	13.00	2.50	161	3894	14.00	3.00	161
7086	12.00	2.50	163	7585	13.00	2.50	101	6321	14.00	3.00	101
3324	12.00	3.00	101	4171	13.00	3.00	101	4576	14.00	4.00	101
5513	12.00	3.20	101	7573	13.00	4.00	295	6865	14.00	5.00	810
7671	12.00	3.20	163	5514	13.00	5.00	101	6796	14.00	5.50	161
7530	12.00	3.50	180	5609	13.10	2.62	180	5688	14.10	2.60	810
2283	12.00	4.00	101	6371	13.20	1.82	101	4927	14.30	1.60	163

Anéis de Vedação



Código	Diâmetro	Seção	Composto	Código	Diâmetro	Seção	Composto	Código	Diâmetro	Seção	Composto
4932	14.30	2.40	163	3743	15.80	3.80	101	6277	17.00	4.00	101
5887	14.30	2.40	102	4715	15.80	3.20	101	1209	17.04	3.53	163
4882	14.40	3.20	101	5941	15.88	2.38	101	6617	17.05	3.55	101
6453	14.50	1.50	101	7271	15.88	2.62	167	6201	17.10	1.80	810
6888	14.50	2.50	101	6623	16.00	1.25	102	1115	17.12	2.62	143
6771	14.50	4.00	163	4865	16.00	1.60	103	7012	17.12	2.62	101
7292	14.70	3.50	101	4721	16.00	2.00	141	1017	17.17	1.78	163
5020	14.80	2.40	101	5173	16.00	2.00	128	7013	17.17	1.78	101
5959	14.90	2.40	101	5589	16.00	2.00	101	6386	17.20	2.00	810
5325	14.90	3.50	101	6076	16.00	2.00	810	6762	17.30	2.40	103
5203	15.00	1.00	101	6709	16.00	2.00	163	4184	17.30	4.50	105
5495	15.00	1.50	101	4365	16.00	2.50	161	4605	17.40	3.60	143
6866	15.00	1.50	163	4380	16.00	2.50	161	6578	17.46	5.16	101
5222	15.00	2.00	105	6507	16.00	2.50	101	5957	17.47	3.17	101
5430	15.00	2.00	161	4312	16.00	3.00	101	5168	17.50	1.80	161
2792	15.00	2.30	161	7152	16.00	3.00	168	2372	17.50	2.50	161
5261	15.00	2.50	143	6594	16.00	3.50	101	4362	17.50	2.50	101
6082	15.00	2.50	810	2836	16.00	3.70	101	5923	17.50	3.00	101
6426	15.00	2.60	161	7572	16.00	4.00	101	5890	17.50	8.00	141
3150	15.00	3.00	121	4948	16.00	4.50	163	7595	17.60	2.62	181
7254	15.00	3.00	161	5964	16.00	4.50	121	5097	17.70	2.45	104
7024	15.00	3.25	101	4181	16.00	7.00	101	4360	17.80	1.50	131
6580	15.00	3.50	161	5784	16.00	8.00	163	5236	17.80	2.40	101
2743	15.00	4.00	101	6667	16.20	2.40	103	2155	17.80	2.70	101
4378	15.00	5.00	101	5309	16.30	0.80	141	5237	17.93	2.46	101
7514	15.00	5.00	163	5230	16.35	2.20	163	6680	17.93	2.46	163
3217	15.00	5.60	101	5882	16.40	2.10	121	6894	18.00	1.00	101
6915	15.10	1.60	100	6495	16.50	1.70	143	7262	18.00	1.00	161
4442	15.10	2.70	101	7267	16.50	2.50	167	4346	18.00	1.50	102
4210	15.10	4.20	203	5643	16.50	2.62	101	5044	18.00	1.80	163
5515	15.20	1.80	101	5695	16.50	6.70	143	6145	18.00	2.00	103
1312	15.24	5.33	143	4520	16.80	1.78	221	5384	18.00	2.20	121
6546	15.24	5.33	143	5441	16.80	3.53	141	5254	18.00	2.50	163
5594	15.30	2.40	101	1313	16.81	5.33	101	7481	18.00	2.50	101
6838	15.40	2.30	103	4452	16.90	2.70	101	3051	18.00	3.00	101
1208	15.47	3.53	241	7164	17.00	0.50	143	5164	18.00	3.00	163
6685	15.47	3.53	161	5648	17.00	1.00	163	6368	18.00	3.15	104
7359	15.47	3.53	153	4549	17.00	1.30	101	6086	18.00	3.50	161
7122	15.50	1.50	120	7393	17.00	1.30	163	7389	18.00	3.50	101
4668	15.50	2.50	145	5833	17.00	1.50	163	2376	18.00	4.00	101
7482	15.50	2.90	106	6698	17.00	1.50	101	6772	18.00	4.50	101
4601	15.50	4.20	221	5223	17.00	2.00	103	3332	18.00	5.00	167
1114	15.54	2.62	221	5743	17.00	2.00	161	4381	18.00	5.00	101
7011	15.54	2.62	101	7487	17.00	2.00	101	7722	18.00	5.50	101
1016	15.60	1.78	161	4779	17.00	2.50	123	6221	18.00	6.00	101
7211	15.60	1.78	180	7067	17.00	2.50	161	5936	18.10	1.60	101
5433	15.60	4.70	102	6488	17.00	2.80	161	6599	18.10	2.70	101
7174	15.65	2.30	120	5470	17.00	3.00	161	7527	18.11	5.26	167
5098	15.70	2.45	103	5603	17.00	3.00	101	7195	18.30	2.30	163
6954	15.75	2.75	163	6113	17.00	3.00	121	7331	18.30	3.40	180

Anéis de Vedação



Código	Diam. INT.	Seção	Composto	Código	Diam. INT.	Seção	Composto	Código	Diam. INT.	Seção	Composto
5773	36.20	3.00	163	6494	38.10	6.75	101	4430	40.00	5.40	122
7139	36.20	3.20	163	7229	38.40	2.50	162	5078	40.00	6.00	147
4783	36.40	2.20	105	7144	38.50	2.00	168	6948	40.00	6.00	122
2884	36.50	3.20	163	7306	38.60	2.00	101	4202	40.00	6.40	161
4889	36.50	3.20	101	4890	38.70	3.50	103	5638	40.00	7.00	127
4591	36.50	4.50	143	7468	38.70	6.30	101	5532	40.20	5.00	101
5178	37.00	2.00	143	5760	38.73	2.54	126	5533	40.50	4.00	101
5544	37.00	2.50	101	5189	39.00	1.60	101	4777	40.50	5.50	123
7705	37.00	2.70	167	4532	39.00	3.00	143	3613	40.50	6.50	101
6080	37.00	3.50	810	6678	39.00	3.00	103	6290	40.50	7.00	143
6755	37.00	3.50	103	6817	39.00	3.00	163	4146	40.60	9.00	101
4436	37.00	4.00	101	5741	39.00	6.00	101	1326	40.64	5.33	161
5498	37.00	7.00	161	5179	39.20	1.60	101	4448	40.64	5.33	101
5954	37.00	9.50	101	7668	39.20	4.00	101	7230	40.64	5.33	153
5124	37.00	11.00	105	4876	39.20	10.00	101	3288	40.80	5.50	101
5361	37.10	1.60	101	6474	39.28	3.53	163	1223	40.87	3.53	241
5458	37.20	1.80	101	1129	39.34	2.62	161	6523	40.87	3.53	143
7333	37.30	3.60	181	7317	39.34	2.62	101	7430	40.90	5.50	163
4201	37.30	4.30	103	4246	39.40	3.10	161	1130	40.94	2.62	810
5932	37.30	5.95	101	6305	39.40	3.50	244	7463	40.94	2.62	121
4199	37.47	2.97	161	7465	39.40	4.30	163	6451	40.95	2.65	163
5286	37.47	3.00	101	4196	39.50	2.00	101	1030	41.00	1.78	143
1325	37.47	5.33	163	7699	39.50	2.30	167	7570	41.00	1.78	105
4447	37.47	5.33	101	5859	39.50	2.40	101	4871	41.00	2.50	143
4926	37.50	5.00	143	5347	39.50	3.20	101	5153	41.00	3.20	161
1222	37.69	3.53	161	6538	39.50	6.00	143	6068	41.00	3.20	101
4725	37.69	3.53	351	6590	39.50	6.50	101	5679	41.00	4.50	101
6524	37.69	3.53	143	5312	39.65	6.35	101	7525	41.12	3.56	167
7020	37.69	3.53	101	7547	39.69	3.53	180	6910	41.20	3.00	100
6048	37.70	3.53	105	6377	39.69	3.65	101	6159	41.20	4.60	121
1128	37.77	2.62	105	4229	39.70	3.50	161	4764	41.28	3.57	101
6254	37.77	2.62	143	7466	39.70	4.35	101	4625	41.30	5.00	107
6352	37.77	2.62	143	5906	39.70	9.60	143	4992	41.50	4.00	101
6078	37.80	3.50	810	7346	40.00	1.50	101	7660	41.60	4.20	101
4785	37.80	6.00	121	5672	40.00	2.00	161	6432	41.60	6.00	141
1029	37.82	1.78	162	5790	40.00	2.00	101	4222	41.70	3.50	161
7116	37.82	1.78	101	4722	40.00	2.50	141	6496	41.70	3.50	101
5040	38.00	2.00	101	6278	40.00	2.60	163	5534	41.80	2.50	101
4521	38.00	2.30	102	3292	40.00	3.00	101	2389	41.90	6.35	161
6836	38.00	2.50	102	4170	40.00	3.00	101	6875	42.00	2.00	163
7287	38.00	2.50	155	6175	40.00	3.20	161	5608	42.00	2.50	163
7566	38.00	3.00	167	6181	40.00	3.20	101	5904	42.00	2.60	143
4432	38.00	3.20	101	3457	40.00	3.50	143	7210	42.00	2.70	101
3337	38.00	4.00	101	6372	40.00	3.50	101	4316	42.00	3.00	103
6953	38.00	4.00	163	4554	40.00	4.00	101	5391	42.00	3.00	161
4089	38.00	4.50	101	4690	40.00	4.50	101	5408	42.00	4.00	161
4427	38.00	5.00	146	3510	40.00	5.00	144	7548	42.00	4.00	120
4881	38.00	6.50	121	4382	40.00	5.00	101	4386	42.00	5.00	101
7399	38.10	4.70	163	6932	40.00	5.00	155	6288	42.00	5.00	163
5872	38.10	4.76	101	7030	40.00	5.00	163	5453	42.00	5.30	101

ANEXO 8

Materiais

MatWeb.com, The Online Materials Database

5350 Cast Stainless Steel

Subcategory: Metal; Stainless Steel; Cast Stainless Steel

Component	Wt. %	Component	Wt. %	Component	Wt. %
C	0.05 - 0.15	Mn	Max 1	P	Max 0.04
Cr	11.5 - 13.5	Mo	Max 0.5	S	Max 0.03
Cu	Max 0.5	Ni	Max 0.5	Si	Max 1
Fe	82.8 - 88.5				

Material Notes:

Iron composition calculated as remainder.

We're sorry, but our sources do not report any other information for this material.

Sometimes you will see this message during a MatWeb internal update, especially around 07:00 GMT.

Copyright 1996-2003 by Automation Creations, Inc. The information provided by MatWeb is intended for personal, non-commercial use. The contents, results, and technical data from this site may not be reproduced either electronically, photographically or substantively without permission from Automation Creations, Inc. No warranty, neither expressed nor implied, is given regarding the accuracy of this information. The user assumes all risk and liability in connection with the use of information from MatWeb.

MatWeb.com, The Online Materials Database

AISI 1005 Steel

Subcategory: AISI 1000 Series Steel; Carbon Steel; Low Carbon Steel; Metal

Key Words: UNS G10050, ASTM A29, ASTM A510, MIL SPEC MIL-S-11310 (CS1005), SAE J403, SAE J412

Component	Wt. %
C	Max 0.06
Fe	99.5 - 100
Mn	Max 0.35
P	Max 0.04
S	Max 0.05

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.872 g/cc	0.284 lb/in ³	Composition 0.06% C, 0.38% Mn, 0.01% Si, annealed at 925 °C

Mechanical Properties

Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Shear Modulus	80 GPa	11600 ksi	Typical for steel

Electrical Properties

Electrical Resistivity	1.74e-005 ohm-cm	1.74e-005 ohm-cm	Typical for steel
------------------------	------------------	------------------	-------------------

Thermal Properties

CTE, linear 20 °C	12.6 µm/m-°C	7 µin/in-°F	from 0-100 °C, 13.1 µm/m °C from 0-200 °C
CTE, linear 250 °C	13.5 µm/m-°C	7.5 µin/in-°F	from 0-300 °C (68-570 °F), 13.7 µm/m °C from 0-400 °C (68-750 °F)
CTE, linear 500 °C	14.2 µm/m-°C	7.89 µin/in-°F	from 0-500 °C (68-930 °F), 14.6 from 0-600 °C (68-1110 °F), 14.9 µm/m °C from 0-700 °C (68-1290 °F), 16.6 µm/m °C from 0-800 °C (68-1470 °F)
CTE, linear 1000 °C	13.7 µm/m-°C	7.61 µin/in-°F	from 0-1000 °C (68-1830 °F)
Heat Capacity	0.481 J/g-°C	0.115 BTU/lb-°F	at 50-100 °C (122-212 °F), 0.519 J/g °C at 150-200 °C (302-390 °F), 0.536 J/g °C at 200-250 °C (390-480 °F), 0.553 J/g °C at 250-300 °C (480-570 °F), 0.595 J/g °C at 350-400 °C (660-750 °F), 0.662 J/g °C at 450-500 °C (750-930 °F), 0.754 J/g °C at 550-600 °C (1020-1110 °F), 0.867 J/g °C at 650-700 °C (1200-1290 °F), 1.105 J/g °C at 700-750 °C (1290-1380 °F), 0.846 J/g °C at 850-900 °C (1560-1650 °F)

References are available for this material.

Copyright 1996-2003 by Automation Creations, Inc. The information provided by MatWeb is intended for personal, non-commercial use. The contents, results, and technical data from this site may not be reproduced either electronically, photographically or substantively without permission from Automation Creations, Inc. No warranty, neither expressed nor implied, is given regarding the accuracy of this information. The user assumes all risk and liability in connection with the use of information from MatWeb.

MatWeb.com, The Online Materials Database

AISI 1020 Steel, cold rolled

Subcategory: AISI 1000 Series Steel; Carbon Steel; Low Carbon Steel; Metal

Key Words: UNS G10200, AMS 5032, AMS 5045, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A510, ASTM A519, ASTM A29, A108, A510, A512, A513, A519, A544, A575 M10120, A576, A635, A659, A827, A830, BS 970 040A20, 050A20 (En2C), 050A20 (En2D), 060A20, BS 970 Part 1 070M20, DEF STAN95-1-1 C1020, SAE J412, SAE J414, DIN 1.0402, AFNOR CC 20, UNI C 20, SS14 1450 (Sweden), SAE J403

Component	Wt. %
C	0.17 - 0.23
Fe	99.08 - 99.53
Mn	0.3 - 0.6
P	Max 0.04
S	Max 0.05

Material Notes:

1020 steel responds well to cold work and heat treating. Weldability is fair.

Applications: Shafts, lightly stressed gears, hard wearing surfaces, pins, chains and case hardened parts where core strength is not critical.

1020 is suitable for case hardened parts where core strength is not critical.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³	
Mechanical Properties			
Hardness, Brinell	121	121	
Hardness, Knoop	140	140	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	68	68	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	126	126	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	420 MPa	60900 psi	
Tensile Strength, Yield	350 MPa	50800 psi	
Elongation at Break	15 %	15 %	In 50 mm
Reduction of Area	40 %	40 %	
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poisson's Ratio	0.29	0.29	
Machinability	65 %	65 %	Based on AISI 1212 steel, as 100% machinability
Shear Modulus	80 GPa	11600 ksi	Typical for steel
Electrical Properties			
Electrical Resistivity	1.59e-005 ohm-cm	1.59e-005 ohm-cm	at 0 °C (32 °F), condition unknown; 2.19E-05 Ohm-cm at 100 °C (212 °F); 2.92E-05 Ohm-cm at 200 °C (390 °F)
Thermal Properties			
CTE, linear 20 °C	11.7 µm/m-°C	6.5 µin/in-°F	0 - 100 °C

MatWeb.com, The Online Materials Database

Aluminum 204.0-T4, Permanent Mold Cast

Subcategory: Aluminum Alloy; Aluminum Casting Alloy; Metal; Nonferrous Metal

Key Words: Aluminium 204.0-T4; UNS A02040; ISO 3522, R164, and R2147; AlCu4MgTi; AA204.0-T4

Component	Wt. %	Component	Wt. %	Component	Wt. %
Al	94	Mn	Max 0.1	Sn	Max 0.05
Cu	4.2 - 5	Ni	Max 0.05	Ti	0.15 - 0.3
Fe	Max 0.35	Si	Max 0.2	Zn	Max 0.1
Mg	0.15 - 0.35				

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.8 g/cc	0.101 lb/in ³	Value for aluminum 201.0

Mechanical Properties

Hardness, Brinell	110	110	500 kg load, 10 mm ball
Hardness, Knoop	138	138	Estimated from Brinell Hardness.
Hardness, Rockwell A	44	44	Estimated from Brinell Hardness.
Hardness, Rockwell B	69	69	Estimated from Brinell Hardness.
Hardness, Vickers	124	124	Estimated from Brinell Hardness.
Tensile Strength, Ultimate	331 MPa	48000 psi	
Tensile Strength, Yield	200 MPa	29000 psi	0.2% offset
Elongation at Break	8 %	8 %	in 50 mm
Modulus of Elasticity	71 GPa	10300 ksi	Estimated from 206.0 in tension
Poisson's Ratio	0.33	0.33	Estimated from 206.0
Machinability	90 %	90 %	0-100 Scale (100=best)
Shear Modulus	26.5 GPa	3840 ksi	Estimated from 206.0

Electrical Properties

Electrical Resistivity	5.5e-006 ohm-cm	5.5e-006 ohm-cm	Value for Aluminum 201.0
------------------------	-----------------	-----------------	--------------------------

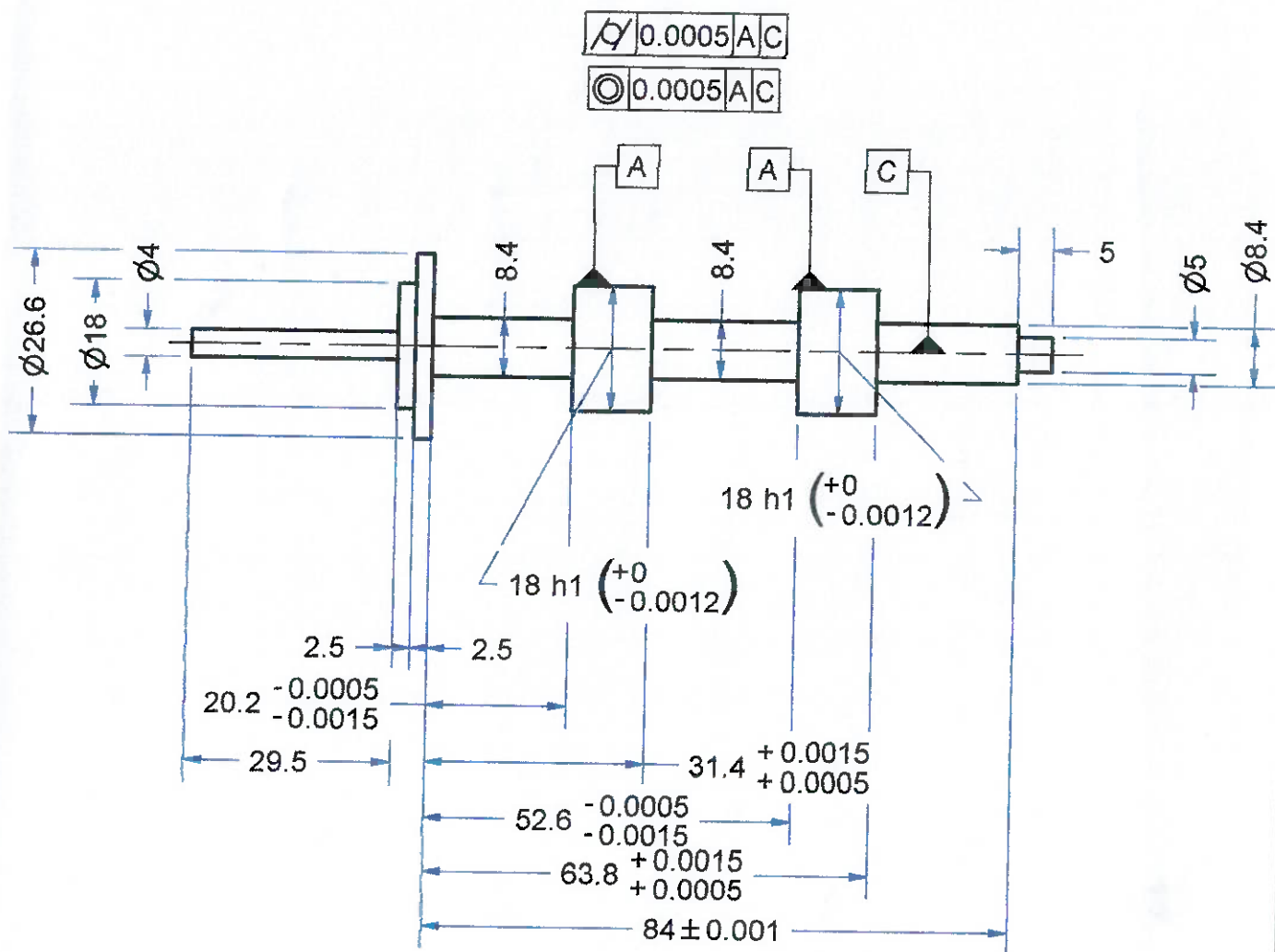
Thermal Properties

Heat of Fusion	389 J/g	167 BTU/lb	Typical for cast aluminum
CTE, linear 20°C	19.3 µm/m-°C	10.7 µin/in-°F	Value for Aluminum 201.0; 20-100°C
CTE, linear 250°C	24.7 µm/m-°C	13.7 µin/in-°F	Value for Aluminum 201.0; 20-300°C
Heat Capacity	0.963 J/g-°C	0.23 BTU/lb-°F	Typical for cast aluminum
Thermal Conductivity	120 W/m-K	833 BTU-in/hr-ft ² -°F	Value for Aluminum 201.0
Melting Point	529 - 649 °C	984 - 1200 °F	
Solidus	529 °C	984 °F	
Liquidus	649 °C	1200 °F	

References are available for this material.

Copyright 1996-2003 by Automation Creations, Inc. The information provided by MatWeb is intended for personal, non-commercial use. The contents, results, and technical data from this site may not be reproduced either electronically, photographically or substantively without permission from Automation Creations, Inc. No warranty, neither expressed nor implied, is given regarding the accuracy of this information. The user assumes all risk and liability in connection with the use of information from MatWeb.

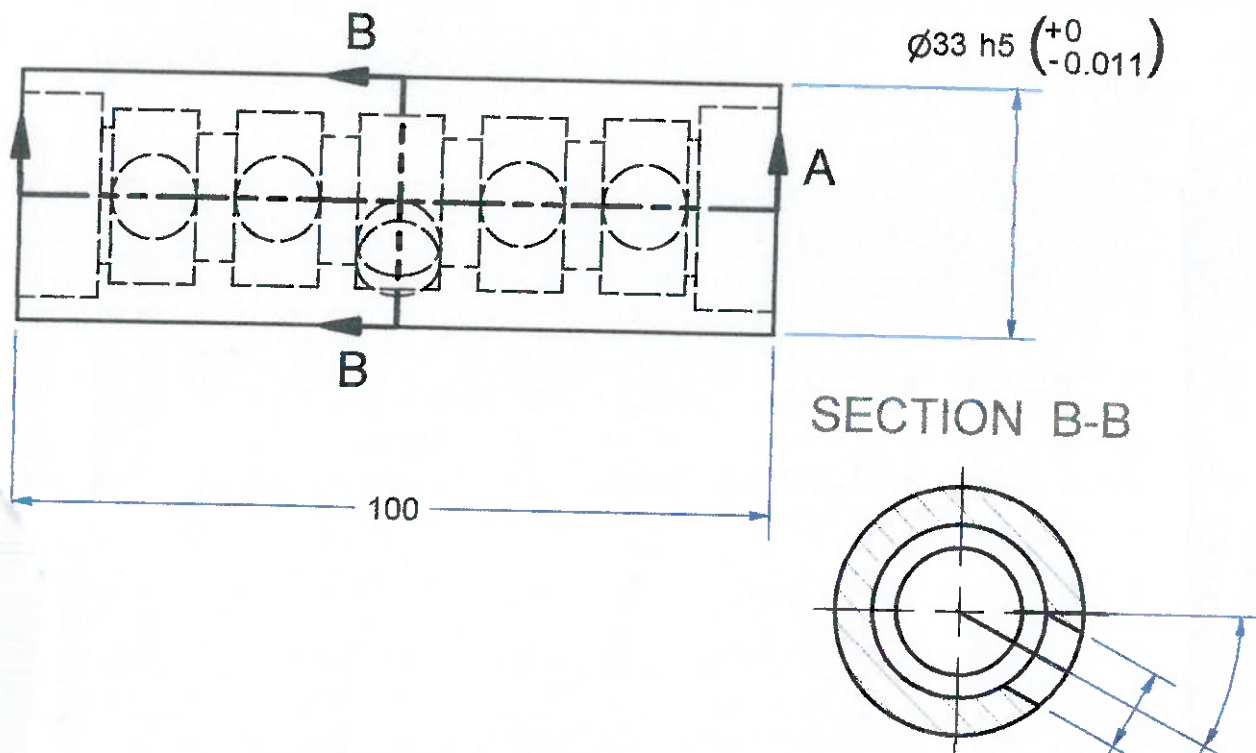
ANEXO 9
Desenhos de Conjunto e Fabricação



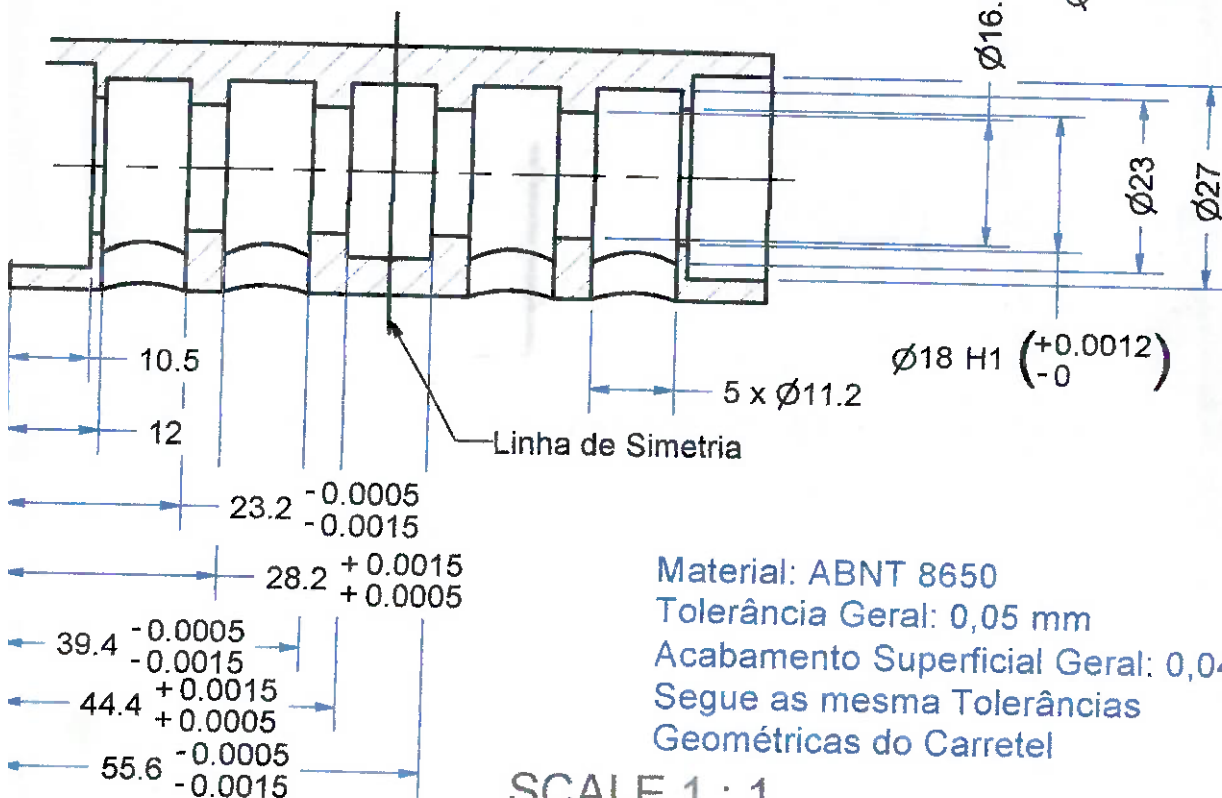
Material: ABNT 8650
 Tolerância Geral: 0,05 mm
 Acabamento superficial Geral: 0,04 μm

SCALE 1 : 1

DRAWN Oliveira	5/12/2003	Servo-Válvula		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG				
APPROVED		Carretel - Fabricação		
		SIZE	DWG NO	REV
		A4	Carretel Fabricação	
		SCALE		
			SHEET 1	OF 1



SECTION A-A



Material: ABNT 8650

Tolerância Geral: 0,05 mm

Acabamento Superficial Geral: 0,04 μm

Segue as mesmas Tolerâncias

Geométricas do Carretel

SCALE 1 : 1

DRAWN Oliveira	5/12/2003	Servo-Válvula		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG				
APPROVED		Camisa - Fabricação		
		SIZE	DWG NO	REV
		A4	Camisa	
		SCALE		
			SHEET 1	OF 1