

ADAGIR SAGGIN

DESENVOLVIMENTO DE ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO PARA USO COMO  
FIXADOR DE PEÇAS EM MÁQUINAS AUTOMÁTICAS

Florianópolis 2018

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA  
CATARINA  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL MECÂNICA PROGRAMA DE PÓS-  
GRADUAÇÃO *STRICTO SENSU* EM MECATRÔNICA

ADAGIR SAGGIN

DESENVOLVIMENTO DE ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO PARA USO COMO  
FIXADOR DE PEÇAS EM MÁQUINAS AUTOMÁTICAS

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Mecatrônica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Mecatrônica.

Professor orientador: Nelso Gauze  
Bonacorso

Florianópolis-SC  
Dezembro/2018

**Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração da Biblioteca.**

CDD 629.8  
S129d

Saggin, Adagir  
Desenvolvimento de atuador hidropneumático para uso como fixador de peças em máquinas automáticas [DIS] / Adagir Saggin; orientação de Nelso Gauze Bonacorso – Florianópolis, 2019.

1 v.: il.

Dissertação de Mestrado (Mecatrônica) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina.

Inclui referências.

1. Acionamento eletropneumático. 2. Atuador híbrido. 3. Atuador linear. 4. Eficiência energética. 5. Morsa hidropneumática. I. Bonacorso, Nelso Gauze. II. Título.


Sistema de Bibliotecas Integradas do IFSC  
Biblioteca Dr. Hercílio Luz – Campus Florianópolis  
Catalogado por: Edinei Antonio Moreno CRB 14/1065

DESENVOLVIMENTO DE ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO PARA USO COMO  
FIXADOR DE PEÇAS EM MÁQUINAS AUTOMÁTICAS

ADAGIR SAGGIN

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em  
Mecatrônica e aprovada na sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em  
Mecatrônica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa  
Catarina

Florianópolis, 10 de dezembro de 2018


  
Prof. Nelso Gauze Bonacorso, Dr. Eng. – Orientador

  
Cynthia Beatriz Scheffer Dutra, Dra. Eng. – Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

  
Prof. Nelso Gauze Bonacorso, Dr. Eng. – Presidente

  
Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng - Titular

  
Prof. Eduardo Yuji Sakurada, Dr Eng. – Titular

Dedico este trabalho a todos professores e pesquisadores comprometidos com as tecnologias inovadoras e sustentáveis para o bem universal, e também a minha esposa e filhos por me encorajarem e concordarem com esse desafio.

## AGRADECIMENTOS

Inicialmente, a Deus por tudo que me concedeu na vida e por completar mais esta etapa.

À minha família: a esposa Marilande, aos meus filhos Fabrício e Fábio, mesmo de longe sempre me apoiaram, encorajaram e serviram de inspiração para vencer essa caminhada.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Nelso G. Bonacorso, pela sua disponibilidade, experiência, dedicação, e serenidade na transmissão de seus conhecimentos para o desenvolvimento deste trabalho, estendo isso a toda equipe de professores que atuaram no Programa de Mestrado de Engenharia Mecatrônica do IFSC.

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, que contribui com a disposição da estrutura, dos recursos necessários para o desenvolvimento do trabalho, juntamente com os funcionários da área técnica do departamento de mecânica, administrativa e estagiários, que sempre estavam à disposição.

Ao prof. João Batista Broering, por me apoiar no laboratório de hidráulica e pneumática, mais o fato especial da lembrança de ter sido meu professor a 37 anos.

Ao Prof. Dr Denis Boing, coordenador do curso de Engenharia Mecânica da Fundação Universitária de Brusque (UNIFEBE), por disponibilizar a estrutura dos laboratórios para o que fosse necessário.

Ao colega Stuart Volket, pelas trocas de caronas entre Blumenau a Florianópolis, e principalmente pela gratidão de intermediar e auxiliar no desenvolvimento do protótipo deste trabalho.

Aos meus familiares: pais, irmãos, sobrinhos, tios, cunhados e sogra que acreditam, confiam e dão energia para enfrentar os desafios a que me proponho.

Ao SENAI SC por permitir a utilização do protótipo desenvolvido como parte de projetos anteriores no SENAI, onde se deu a origem desse trabalho.

*A todos os citados, e eventualmente alguém que ficou de fora, sintam-se agradecidos por manterem as portas abertas e a energia para mais esta realização.*

*Muito obrigado!*

“O mundo não será destruído por aqueles que fazem o mal, mas por aqueles que olham e não fazem nada.”

*Albert Einstein*

## RESUMO

O sucesso das operações automáticas de fabricação como furar, cortar, fresar, prensar e soldar depende de um eficaz sistema de fixação e posicionamento das peças. Para essas funções, há diferentes tecnologias de atuadores como a elétrica, a pneumática, a hidráulica e, ainda, a híbrida que são concorrentes entre si na fase de seleção dos componentes. Geralmente, os atuadores híbridos levam vantagem na relação custo/benefício por agregar as boas características de mais de um tipo de tecnologia. Nesse contexto, o presente trabalho trata do desenvolvimento de um atuador híbrido para operar como dispositivo de fixação de peças em máquinas automáticas. Para isso, uma morsa hidropneumática foi construída e testada em laboratório. Suas principais características são: amplificação de pressão de 7:1, curso máximo de 100 mm, capacidade de aperto nos mordentes de até 10,12 kN para uma pressão pneumática nominal de 7 bar, massa de 26,62 kg e dimensões máximas de 420 x 144 x 118 mm. A seguir, foi definido o diagrama de comando pneumático de acordo com a NR12 para o correto acionamento da morsa nas diferentes situações: avanço com baixa e alta pressão hidráulica, retorno e parada. Na sequência foi desenvolvido, tanto o circuito elétrico, quanto o programa de CLP para o acionamento não simultâneo dos solenoides da eletroválvula de centro fechado. Por fim, foi construída uma bancada de ensaios com sensores e instrumentos para a aquisição de dados referentes ao comportamento estático e dinâmico da morsa em pressão pneumática nominal. O ensaio estático mostrou uma redução de pressão hidráulica com comportamento exponencial e inferior a 6% para um período superior a duas horas após a interrupção das energias, elétrica e pneumática, na eletroválvula de centro fechado. No ensaio dinâmico de avanço, o mordente móvel da morsa levou 0,84 s para percorrer o curso máximo desde o acionamento do interruptor de avanço e mais 1,20 s para aplicar força de aperto máxima. No ensaio de retorno, o mordente móvel da morsa levou 0,48 s para reduzir a força de aperto desde o acionamento do interruptor de retorno e mais 1,08 s para percorrer o curso máximo.

**Palavras-chave:** Acionamento eletropneumático, Amplificação de pressão, Atuador híbrido, Atuador linear; Eficiência energética; Fixadores; Morsa hidropneumática.



## ABSTRACT

The success of automatic manufacturing operations including drilling, cutting, milling, crimping and welding is contingent upon an effective clamping and positioning system. For performing these functions, different technologies of actuators, such as electrical, pneumatic, hydraulic or even hybrid technologies, are considered during the component selection phase. In general, hybrid actuators maximize the benefit-cost ratio by aggregating the features of more than one type of technology. In this context, the present work deals with the development of a hybrid actuator to operate as a fixation device for parts in automatic machines. For this purpose, a hydropneumatic vise was constructed and tested in the laboratory. Its main characteristics are as follows: a 7:1 pressure amplification ratio, a maximum stroke of 100 mm, a clamping capacity of up to 10,12 kN for a nominal pneumatic pressure of 7 bar, a mass of 26.62 kg and maximum dimensions of 420 x 144 x 118 mm. Next, in accordance with NR12, a pneumatic control diagram was designed for correct clamping of the vise, following the different operation steps: advance with low and then subsequently high hydraulic pressure, stop and return. After this, the electric circuits and the PLC (programmable logic controller) program were developed for the non-simultaneous activation of the solenoids of the closed-center solenoid valve. Finally, a test bench was built with sensors and instruments to acquire data regarding the static and dynamic behavior of the vise at nominal pneumatic pressure. During the static test, a slight reduction of hydraulic pressure was observed. This reduction exhibited exponential behavior by means of a pressure drop of just under 6% within two hours. In the dynamic feed test, the vise moving cheek took 0.84 s to traverse the maximum stroke from the advance switch actuation and an additional 1.20 s to apply maximum clamping force. In the return test, the moving cheek of the vise took 0.48 s to reduce the clamping force to the minimum value from the return switch actuation and an additional 1.08 s to travel the maximum stroke.

**Keywords:** electro-pneumatic actuation, pressure amplification, hybrid actuator, linear actuator, fasteners, energy efficiency; hydropneumatic vise.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 01 - Serra fita para o corte automático de tarugos. ....	15
Figura 02 – Esquema de posição dos atuadores na serra .....	15
Figura 03 – Diagrama trajeto-passo do funcionamento da serra fita automática. ....	16
Figura 04 – Princípio de Pascal.....	22
Figura 05 – Amplificador de Pressão. Demonstração do multiplicador de pressão de único sentido .....	23
Figura 06 – Atuador linear .....	24
Figura 07 – Atuador elétrico linear .....	25
Figura 08 – Morsa elétrica de bancada. ....	26
Figura 09 – Cilindro hidráulico telescópio de dupla ação com dois estágios.....	27
Figura 10 – Atuador Hidroelétrico HAS. ....	28
Figura 11 – Controle de velocidade na carga via cilindro tandem. ....	29
Figura 12 – Sistema híbrido hidropneumático .....	30
Figura 13 – Croqui do controlador de posição linear hidropneumático .....	30
Figura 14 – Desenho do propulsor hidropneumático.....	31
Figura 15 – Esquema de funcionamento do intensificador pneumático .....	32
Figura 16 – Desenho do equipamento de prensar terminais elétricos .....	33
Figura 17 – Croqui da unidade hidropneumática intensificadora de pressão .....	34
Figura 18 – Sistema de elevação hidropneumático com reservatório de gás .....	35
Figura 19. Detalhes construtivos do atuador hidropneumático proposto.....	36
Figura 20. Indicação das principais variáveis construtivas do atuador.....	38
Figura 21. Circuito (a) com pressostato. Circuito (b) com válvula de sequência de pressão.....	41
Figura 22 – Situação 1: Avanço do atuador hidropneumático com baixa pressão hidráulica .....	42

Figura 23 - Situação 2: Avanço do atuador hidropneumático com alta pressão hidráulica. ....	43
Figura 24. Situação 3: Retorno do atuador hidropneumático com baixa pressão hidráulica. ....	44
Figura 25. Tecnologias de acionamento da eletroválvula: (a) circuito elétrico, (b) programa de CLP. ....	45
Figura 26. Projeto da Morsa: (a) Detalhes dos principais componentes do atuador hidropneumático para a montagem da morsa, (b) Foto da morsa hidropneumática. ....	46
Figura 27. Sensores, de posição linear em (a) e de pressão hidráulica em (b).....	47
Figura 28 – Foto da bancada de ensaios da morsa hidropneumática. ....	48
Figura 29 – Comportamento da pressão do óleo no tempo. ....	49
Figura 30 – Fechamento da morsa, em amarelo a posição e em verde a pressão do óleo.....	50
Figura 31 – Abertura da morsa, em amarelo a posição e em verde a pressão do óleo.....	51

## LISTA DE SIMBOLOGIA

A – área

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

a.C – antes de Cristo

$A_1$  - Área da seção 1 ou primária (entrada)

$A_2$  - Área da seção 2 ou secundária(saída)

C – comprimento livre de flambagem

CLP – Controladores lógicos programáveis

$D_{Eamp}$  – diâmetro do êmbolo amplificador de pressão

$D_{eci}$  - diâmetro externo da camisa interna

$D_{Hamp}$  - diâmetro da haste do pistão amplificador de pressão

$D_{ht}$  – diâmetro da haste do pistão de trabalho

$D_{ice}$  - diâmetro interno da camisa externa

$D_{ici}$  - diâmetro interno da camisa interna

$E_m$  – Módulo de elasticidade do material

EP – Instituto Europeu de Patentes (*European Patent Office*)

F = Força

$F_p$  - força pneumática

$F_h$  - força hidráulica

$F_1$  = Força inicial situação 1 ou primária (entrada)

$F_2$  = Força final situação 2 ou secundária (saída)

HAS –Sistema de Atuação hibrida (hybrid actuation system)

INPI – Instituto Nacional de Propriedade Industrial

kg – massa

kW – quilowatt

mm - milimetro

ms – milissegundo

N – unidade em Newton

NF – Normal Fechado (contatos elétricos ou válvulas)

NR-12 – Norma regulamentadora de segurança no trabalho em máquinas e equipamentos

p – pressão

$p_1$  – pressão inicial ou primária (entrada)  
 $p_2$  – pressão final ou secundária (saída)  
PI – Patente de invenção  
 $p_h$  - pressão hidráulica  
 $p_p$  - pressão pneumática  
psi – libra-força por polegada quadrada (*pound force per square inch*)  
PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica  
 $Q_1$  – vazão primária amplificador de pressão (entrada)  
 $Q_2$  – vazão secundária amplificador de pressão (saída)  
R - relação de amplificação de pressão ( $A_1/A_2$ )  
s – segundo  
S – curso de atuadores  
 $S_{amp}$  – curso do pistão amplificador  
 $S_{fa}$  - deslocamento mínimo da haste com força de aperto  
 $S_p$  – curso do pistão principal (cilindro de trabalho)  
 $T_1$  – temperatura inicial  
 $T_2$  – temperatura final  
US – Estados Unidos (*United State*)  
 $V_1$  – Volume inicial ou primário  
 $V_2$  – Volume final ou secundário  
 $V_{ce}$  - volume da câmara hidráulica externa  
 $V_{ci}$  - volume da câmara hidráulica interna

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>14</b>
1.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	14
1.2 JUSTIFICATIVA E RELEVÂNCIA .....	17
1.3 OBJETIVOS.....	19
1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	21
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>21</b>
2.1 AMPLIFICADOR DE PRESSÃO .....	22
2.2 ATUADORES LINEARES .....	24
2.3 ATUADORES HÍBRIDOS .....	27
<b>3 METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO</b> .....	<b>36</b>
3.1 DIMENSIONAMENTO DO ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO .....	37
3.2 ACIONAMENTO DO ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO .....	40
<b>4 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>45</b>
4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA DE ENSAIOS.....	46
4.2 ENSAIO ESTÁTICO DO COMPORTAMENTO DA FORÇA DE FIXAÇÃO.....	48
4.3 ENSAIO DINÂMICO DE FECHAMENTO DA MORSA.....	49
4.4 ENSAIO DINÂMICO DE ABERTURA DA MORSA .....	50
<b>5 CONCLUSÃO</b> .....	<b>51</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>53</b>
<b>APÊNDICE A</b> .....	<b>56</b>
DESENHOS TÉCNICOS PARA FABRICAÇÃO DO ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO.....	56
<b>APÊNDICE B</b> .....	<b>70</b>
LISTA DE MATERIAIS PARA A MORSA HIDROPNEUMÁTICA.....	70

## **1 INTRODUÇÃO**

A energia por meio fluídico se reporta aos primórdios, como a utilização da roda de água na conversão da energia hidráulica para acionamentos dos moinhos, século II a.C. (LINSINGEN, 2008), como também a transmissão da força pelo ar como meio auxiliar para o acionamento de um órgão de água, no século III a.C., construído por Ctesíbios na Alexandria (BOLLMANN, 1996).

Atualmente, os componentes pneumáticos, hidráulicos, elétricos e eletrônicos são muito utilizados nas modernas máquinas de manufatura, tornando as plantas de fabricação mais automatizadas e flexíveis (STEWART, 2002) e (TRINKEL, 2017). No mundo, existe uma tendência para combinar as melhores características de cada tipo de energia nas respectivas transformações em atuadores e elementos de comando, visando o aumento do rendimento de máquinas (JESUS, 2008). Para isso, os conhecimentos das áreas de hidráulica, pneumática e eletroeletrônica são fundamentais para o desenvolvimento desses sistemas automatizados (BONACORSO e NOLL, 2000).

No Brasil, a busca pela eficiência energética é significativa, pois foram criados alguns programas com esse objetivo. Em 1985, foi criado o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), que é coordenado pelo Ministério de Minas e Energia, com objetivo principal de contribuir para a redução do consumo e da demanda de energia elétrica no país, por meio do combate ao desperdício do valioso insumo energético. Inclusive, no ano de 2000 pelo órgão citado, foi desenvolvido um manual prático específico (ELETROBRÁS/PROCEL, 2005) para disponibilizar informações técnicas úteis e práticas aos profissionais de empresas que possuem sistemas de ar comprimido, o qual apresenta as várias etapas e metodologias para melhorar a eficiência energética nos sistemas de ar comprimido.

### **1.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA**

O desenvolvimento desse trabalho partiu da observação do ciclo de operação de uma máquina automática de serrar pendular, com serra fita, para o processo de corte de tarugos a partir da alimentação de barras metálicas. A solução comercial tradicional, Figura 1, utiliza uma unidade hidráulica acionada por motor elétrico e três cilindros hidráulicos, um para posicionar para o comprimento pré-determinado via

regulagem manual de batente e dois como morsa automática para fixar a barra. Além desses, há um cilindro responsável pelo deslocamento vertical da serra fita e mais dois motores: o que aciona a serra fita e o que aciona o fluido de refrigeração.

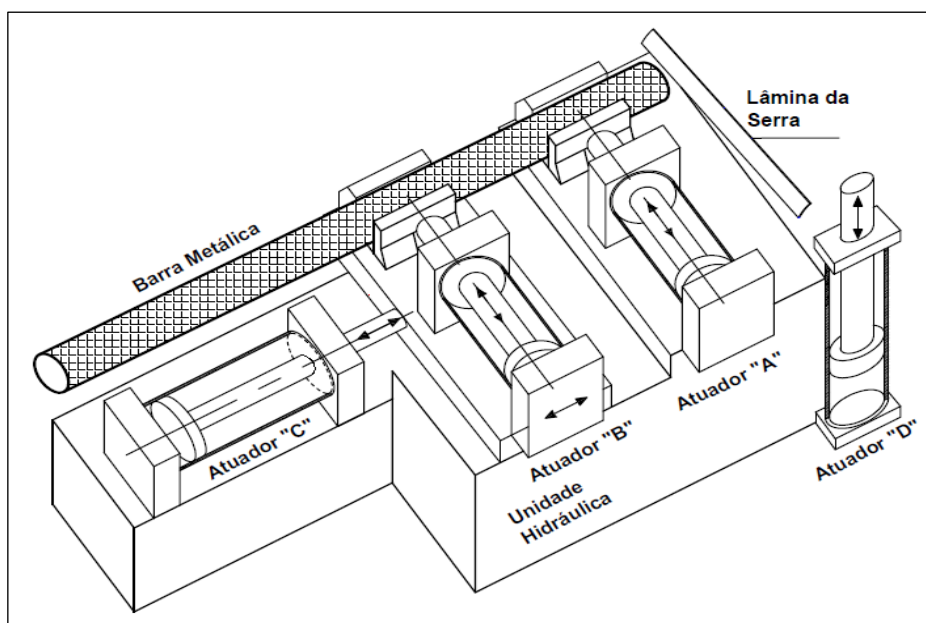
Figura 01 - Serra fita para o corte automático de tarugos.



FONTE: Cortesia da STK Usinagem Ltda de Blumenau/SC

Com o intuito de facilitar a compreensão da sequência operacional da serra fita da Figura 01, foi criado um esquemático para apresentar de forma mais clara a posição dos atuadores sobre a base estrutural da serra, conforme demonstrado na Figura 02.

Figura 02 – Esquema de posição dos atuadores na serra

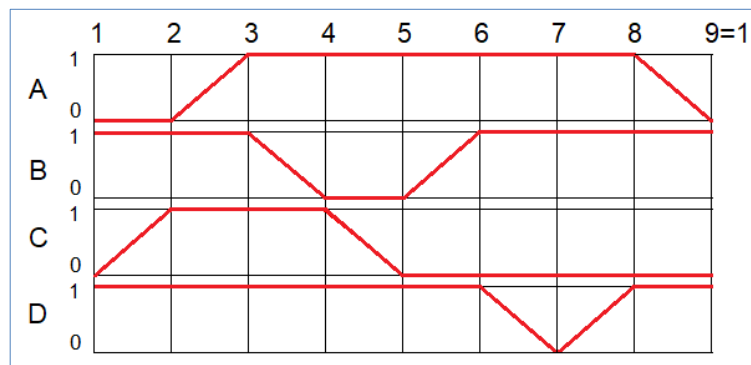


FONTE: Autor 2018



A sequência operacional em regime permanente para a execução do corte da barra ocorre em oito etapas ou passos, Figura 03, considerando inicialmente a barra fixa em função do estado avançado do atuador B. Os atuadores A e C estão recuados e a serra fita está erguida pelo avanço do atuador D após ter realizado o corte anterior. No primeiro passo, o atuador C avança para deslocar a barra no comprimento desejável do tarugo a ser cortado. No segundo passo, o atuador A avança para fixar a barra próximo da região de corte. No terceiro passo, o Atuador B retorna para que o Atuador C possa retornar no quarto passo. No quinto passo, o atuador B avança para também fixar a barra. No sexto passo, o corte é iniciado com a descida da serra pelo retorno do atuador D, pela ação da gravidade. Após o corte da barra a serra fita sobe no sétimo passo para que o atuador A retorne no oitavo passo. Assim, o processo de corte se repetirá quantas vezes for programado pelo operador da máquina.

Figura 03 – Diagrama trajeto-passo do funcionamento da serra fita automática.



FONTE: Autor (2018)

Além do alto custo, vazamentos importunos, aquecimento do óleo e do elevado nível de ruído, o maior problema desta solução é o seu baixo rendimento, devido ao funcionamento contínuo do motor elétrico da bomba hidráulica. O maior consumo de energia elétrica ocorre durante o corte da barra. Nesta etapa, que é a mais longa do ciclo, não ocorre deslocamento dos atuadores hidráulicos, apenas suas posições são mantidas pela pressão de trabalho regulada na válvula limitadora de pressão, exigindo assim, maior potência do motor elétrico.

Para formar a base de dados desse trabalho poderia ser usada uma série de modelos de máquinas automáticas de serrar tarugos de distintos fabricantes. Como

são de funcionamento semelhante e com uso das mesmas tecnologias de atuadores, o problema detectado de baixo rendimento é ainda mais abrangente.

Para exemplificar, esse trabalho utiliza as informações técnicas da máquina do fabricante “Everising Machine – Modelo: S-300HB”, Figura 01. Segundo o catálogo, (EVERISING MACHINE CO., 2018), as principais características desta máquina são: capacidade de cortar barras de perfil circular de até 300 mm de diâmetro e de perfil retangular até as dimensões de 300 x 250 mm, motor elétrico da serra de 3,7 kW, motor elétrico da bomba de refrigeração de 0,1 kW, motor elétrico da bomba hidráulica de 0,75 kW e um reservatório hidráulico de 80 litros.

Diante do exposto, surgiu a ideia de substituir a tecnologia hidráulica usada por outras de maior rendimento. Para tanto, é necessário um começo: verificar a viabilidade de substituir os atuadores hidráulicos por pneumáticos (TRINKEL, 2018) e hidropneumáticos. Desta forma, o consumo de energia seria somente na movimentação dos atuadores (ESPOSITO, 1997).

O problema de substituir um sistema de acionamento hidráulico por um pneumático, na máquina de serrar automático, consiste na intensa força de aperto exigida do atuador A, morsa mais próxima da serra fita da Figura 01. Este atuador tem o objetivo de manter a barra fixa durante a execução do corte.

Uma proposta de solução para o referido problema é o desenvolvimento de um atuador hidropneumático com amplificação de pressão para atingir a força de aperto necessária na fixação da barra.

## **1.2 JUSTIFICATIVA E RELEVÂNCIA**

As máquinas industriais são acionadas por atuadores de diferentes tecnologias, como os elétricos, pneumáticos, hidráulicos e, ainda, pelos híbridos. Nenhuma dessas tecnologias é a ideal, cada uma apresenta uma série de vantagens e desvantagens. As aplicações necessitam que critérios sejam alcançados, como a força ou torque e a velocidade, em conjunto com a relação custo/benefício irão definir a melhor tecnologia aplicada ao atuador (JESUS, 2008). Com base nestes critérios de seleção, os atuadores híbridos, por associarem as melhores características de cada tipo de tecnologia, apresentam mais vantagens,

sobrepondo-se aos atuadores que utilizam uma única forma de energia (SHTEYNBERG, 2018).

Os atuadores hidropneumáticos lineares correspondem a uma concepção diferenciada que surgiu no mercado no início deste século e que tem sido objeto de patentes. Nestes atuadores, a energia pneumática de entrada atua internamente sobre o estágio hidráulico que, por sua vez, aciona a carga mecânica. Estes tipos de atuadores oferecem a simplicidade, a velocidade e o baixo custo da pneumática em combinação com a força, a controlabilidade e a suavidade dos movimentos da hidráulica (JESUS, 2008). Além disso, elimina-se a necessidade dos componentes de uma unidade hidráulica (motor elétrico, bomba hidráulica, reservatório, filtros e válvula limitadora de pressão), que são dispendiosos (ESPOSITO, 1997).

Com a descrição do problema supracitado e mais os critérios do ciclo de trabalho da máquina de serrar automática para corte de metais, justifica-se um estudo sobre o sistema de posicionamento e fixação da barra, para compreender a relevância da inserção do atuador hidropneumático com amplificação de pressão na serra mecânica automatizada.

Durante o processo de corte, sexto passo da Figura 03, observa-se que os atuadores de fixação (A e B) e o de posicionamento (C) da barra ficam parados. Porém, o motor elétrico do sistema hidráulico continua funcionando na potência máxima para manter a pressão hidráulica nominal do sistema hidráulico. Conseqüentemente, consumindo energia de forma irracional.

Para melhor compreensão, um dos critérios de avaliação para o consumo de energia elétrica está relacionado ao tempo de execução da etapa de corte. Para o mesmo tipo de material, o tempo de execução do corte é diretamente proporcional ao valor da área da seção transversal. Conseqüentemente, o consumo de energia elétrica é incrementado em função da potência do motor da unidade hidráulica.

Através do programa "PowerCALC" da Starrett, é possível simular os tempos de corte em função do modelo da máquina de corte, tipo de lâmina da serra, a velocidade de corte, o tipo de perfil e material a ser cortado (STARRETT, 2018). Na simulação, constata-se que um perfil circular de Aço ABNT 1020 com 75 mm de diâmetro demora 45 s para ser cortado completamente, enquanto que um de 100 mm de diâmetro do mesmo material leva aproximadamente o dobro do tempo.

Outro inconveniente é que a unidade hidráulica necessita de um reservatório com determinado volume de óleo, que é um insumo caro e ocupa um maior espaço. Além disso, há os indesejáveis vazamentos de óleo, proporcionando um ambiente sujo e poluído, tanto pelo óleo que vazou e o seu potencial risco de contaminação do meio ambiente, quanto pelo ruído sonoro gerado no funcionamento da bomba hidráulica.

Atualmente, o que existe no mercado nacional são máquinas de serrar automáticas que utilizam acionamentos hidráulicos e elétricos, os quais custam caros e desperdiçam energia, pois são equipamentos robustos e pesados. Com a proposta deste trabalho de desenvolvimento de um atuador hidropneumático é possível gerar uma mudança de tecnologia no uso de atuadores de fixação de peças em sistemas de posicionamento de máquinas automáticas, principalmente naquelas que utilizam sistemas hidráulicos convencionais como meio de acionamento. Com isso, o ar comprimido passa também a atender as necessidades de acionamento desses atuadores híbridos.

Em função da redução de custo proporcionado por essa mudança tecnológica, é possível ampliar a gama de máquinas de corte automatizadas na área industrial e inclusive, justificar o investimento em máquinas de menor porte. Além disso, há um apelo relevante do ponto de vista ecológico, devido ao atuador hidropneumático economizar energia elétrica e utilizar uma forma de energia limpa, que é o ar comprimido. Também há redução no custo de manutenção, devido à concepção mais simples do atuador hidropneumático e com componentes padronizados de menor custo.

Pode-se ainda utilizar o potencial de amplificação de pressão do atuador hidropneumático, com criatividade e conhecimento técnico, para aplicações em pequenos cortes, conformação de materiais, crimpagem e outras, desde que o curso com força amplificada respeite as especificações do dispositivo.

### **1.3 OBJETIVOS**

O objetivo geral deste trabalho é o de desenvolver um atuador hidropneumático linear com amplificação de pressão para aplicações que exigem fixação rígida de peças, pequenos cortes, conformação de materiais, crimpagem,

etc. Sua atuação se dá em dois estágios. No primeiro, o atuador híbrido se desloca e aplica na peça uma força de menor intensidade em função da ação direta da pressão pneumática sobre o fluido hidráulico, enquanto que no segundo estágio, a força sobre a peça é aumentada várias vezes devido ao amplificador de pressão do atuador.

Entre as motivações para a seleção deste tema, destacam-se a necessidade de se obter uma solução alternativa mais eficiente de fixação rígida de barras metálicas, a expressiva aplicabilidade na indústria e a paixão pessoal pelo objeto de estudo. Para atender a proposta deste trabalho, é necessário cumprir alguns objetivos específicos, mais especificamente:

- ✓ Fazer um estudo comparativo sob o ponto de vista da relação custo/benefício da aplicação de atuadores pneumáticos, hidráulicos, elétricos e híbridos como dispositivos de fixação de peças em máquinas automáticas;
- ✓ Verificar via pesquisa na literatura o estado da arte sobre atuadores híbridos com amplificação de pressão e a possibilidade de patentear o atuador hidropneumático proposto no Instituto Nacional da Propriedade Industrial (INPI);
- ✓ Definir uma aplicação típica do atuador hidropneumático para definir os parâmetros de projeto como o curso, a força de aperto, etc;
- ✓ Projetar, dimensionar e especificar os materiais, as peças e os componentes necessários para a construção do protótipo de uma morsa hidropneumática para garantir a fixação rígida de peças e que seja de fácil adaptação em máquinas convencionais e automatizadas;
- ✓ Fabricar as peças, montar e testar o protótipo da morsa hidropneumática com amplificação de pressão em laboratório;
- ✓ Desenvolver e testar em laboratório o circuito de comando pneumático para o correto funcionamento do protótipo da morsa hidropneumática via duas tecnologias de acionamento: circuito elétrico e CLP - Controlador Lógico Programável;
- ✓ Realizar o ensaio estático do protótipo da morsa hidropneumática para definir o comportamento da redução da força de aperto no tempo por interrupção da energia pneumática;

- ✓ Realizar os ensaios dinâmicos de fechamento e abertura da morsa com o objetivo de obter o comportamento da posição do mordente móvel da morsa e da pressão do fluido hidráulico no tempo para determinar a duração dos movimentos, as velocidades e as forças de atuação;
- ✓ Disponibilizar uma solução de fixação rígida, econômica e compacta para sistemas de posicionamento.

## **1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO**

A estrutura do trabalho está dividida em cinco capítulos. O capítulo 1, é a própria introdução que apresenta o problema, a relevância e os objetivos de uma nova solução tecnológica de morsa.

O capítulo 2, apresenta a base de conhecimento correlatos aos atuadores hidropneumáticos e as tecnologias empregadas para a obtenção do protótipo proposto neste trabalho. Nesse capítulo também são apresentados o estado da arte sobre atuadores hidropneumáticos com amplificação de pressão.

O capítulo 3, o dimensionamento, os materiais e meios tecnológicos para o desenvolvimento do atuador hidropneumático com amplificação de pressão. Nesse capítulo também são desenvolvidos circuitos pneumáticos de comando do atuador proposto com suas respectivas tecnologias de acionamento.

A descrição da bancada de ensaios utilizada é apresentada no capítulo 4, bem como o procedimento de avaliação, os resultados experimentais obtidos e as respectivas discursões.

Por fim, o capítulo 5 apresenta as conclusões em função dos objetivos dessa dissertação, mais as sugestões e orientações para trabalhos futuros.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

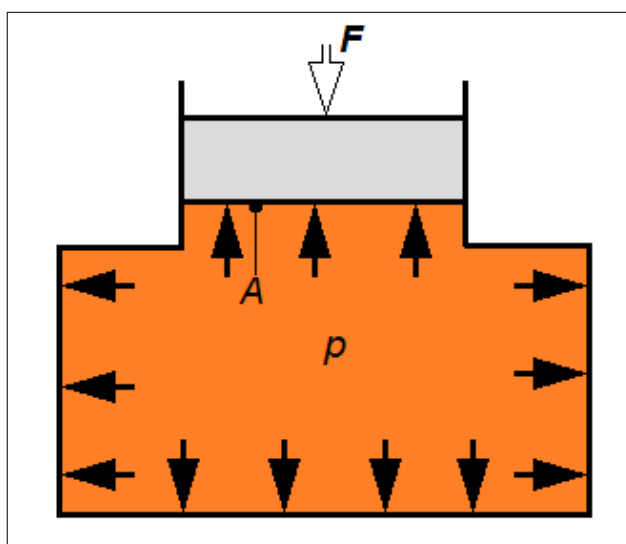
Este capítulo trata da base dos conhecimentos correlatos aos atuadores hidropneumáticos e as tecnologias empregadas. A essência das patentes similares ao proposto nessa dissertação será também apresentada com o objetivo de analisar e destacar o estado da arte.

## 2.1 AMPLIFICADOR DE PRESSÃO

Em termos de hidráulica e pneumática, desprezando o peso do fluido e as variações locais, a pressão estática  $p$  é definida pelo Princípio de Pascal, Figura 04, como sendo a força exercida pelo fluido  $F$  por unidade de área  $A$ , no recipiente que se encontra confinado (LINSINGEN, 2008). Com o sistema equilibrado ou estático a distribuição da pressão  $p$  é igual em todos os pontos, como mostra a Figura 03, portanto definida pela seguinte equação:

$$p = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Figura 04 – Princípio de Pascal.



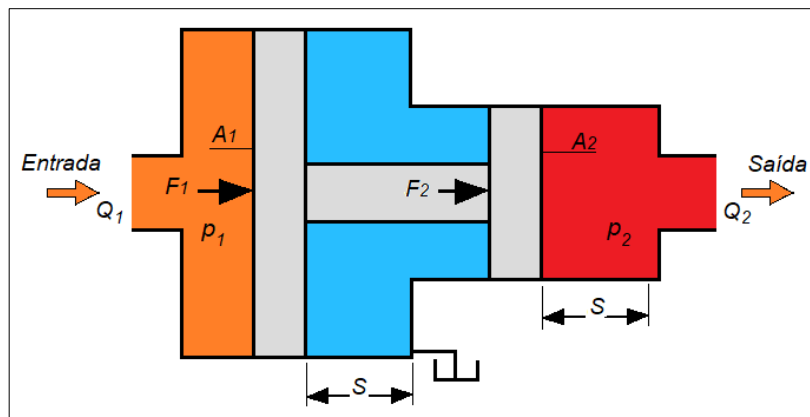
FONTE: Adaptado de FERNANDES (2006)

A compressibilidade dos fluidos é um fator determinante para o entendimento do comportamento dos circuitos hidráulicos e pneumáticos. A compressibilidade indica a variação da massa específica em função da pressão e da temperatura. Como a variação da massa específica nos fluidos líquidos é praticamente desprezível, pode-se adotar como um fluido incompressível em diversas análises (DE NEGRI, 2001).

Os amplificadores de pressão são denominados, de acordo com vários autores, de multiplicador, de intensificadores ou *booster*, conforme ilustrado pela Figura 05. No entanto, todos os definem como um dispositivo que convertem fluido de baixa pressão em alta pressão em sistemas hidráulicos. O fluido utilizado para

intensificar ou ser intensificado pode ser ar, óleo ou água, ou algum outro fluido (STEWART, 2002).

Figura 05 – Amplificador de Pressão. Demonstração do multiplicador de pressão de único sentido



FONTE: Adaptado de FERNANDES (2006)

O princípio da amplificação de pressão está baseado entre êmbolos solidários, mas com áreas diferentes e com câmaras separadas, onde a ação do fluido pressurizado sobre a área do êmbolo maior age no êmbolo menor ( $F_2=F_1$ ) com pressão inversamente proporcional a sua área. Considerando a equação 1, obtém-se a seguinte relação:

$$p_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot p_1 \quad (2)$$

O ganho de pressão,  $p_2/p_1$ , é dado pela relação das áreas  $A_1/A_2$ . Se  $A_1$  for maior que  $A_2$ , haverá uma amplificação de pressão,  $p_2 > p_1$ . Caso contrário, teremos uma atenuação da pressão,  $p_2 < p_1$ .

Na prática, há dispositivos que atuam somente em um sentido do deslocamento como amplificador, enquanto que outros atuam de forma bidirecional, amplificador em um sentido de deslocamento e atenuador no sentido oposto (STEWART, 2002). Além disso, Esposito (1997) complementa, amplificador de pressão é um dispositivo geralmente usado para operar cilindros que requeiram pequenos à médios volumes de óleo na pressão mais alta.

Para fluidos não compressíveis, o deslocamento  $S$  dos êmbolos resulta em uma relação de vazão  $Q_2/Q_1$  igual ao inverso da relação das áreas  $A_1/A_2$ , ou seja:

$$Q_2 = \frac{A_2}{A_1} \cdot Q_1 \quad (3)$$



Quando se aplicam fluídos gasosos nos amplificadores de pressão, o tratamento é diferenciado, devido a equação 3, não atender ao efeito da compressibilidade e, como consequência, a equação deverá ser correlacionada as Leis dos gases. O estado de um gás é determinado por três grandezas físicas no processo (o volume  $V$ , a temperatura  $T$  e a pressão  $p$ ), de modo que a relação entre elas no sistema é representada pela Lei Geral dos Gases Ideais:

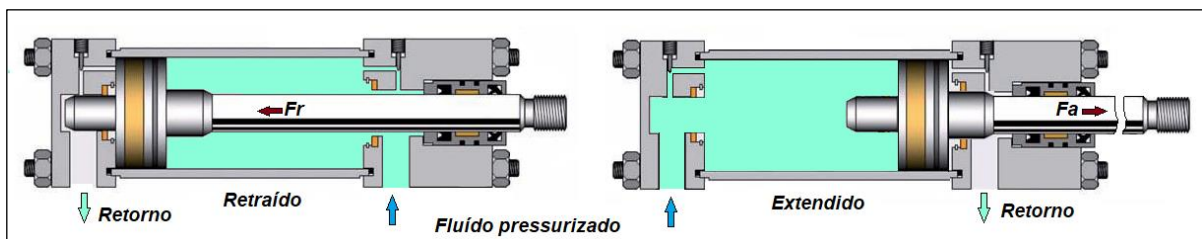
$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (4)$$

## 2.2 ATUADORES LINEARES

As conversões das energias (pneumática, hidráulica e elétrica) em trabalho mecânico são de fundamental importância no contexto da automação industrial. A maior quantidade dessas conversões é realizada por atuadores lineares que acionam a carga em diversas operações de fabricação como: posicionamento, fixação, transporte, montagem e etc. (GONZALEZ, 2015).

Atuadores lineares pneumáticos e hidráulicos operam de forma similar e consistem geralmente em um pistão dentro de uma camisa. Conforme a pressão aumenta em uma das câmaras, o êmbolo e a haste do cilindro se movem em função da força de avanço  $F_a$  ou de recuo  $F_r$ , como mostrado na Figura 06. Os atuadores lineares pneumáticos e hidráulicos podem ser construídos nas mais diversas formas e tamanhos de acordo com as necessidades específicas, como: amortecimento, antigiro, êmbolo magnético, etc. Os mais utilizados nas instalações de automação são os de simples ação e dupla ação (DALL'AMICO, 2002).

Figura 06 – Atuador linear



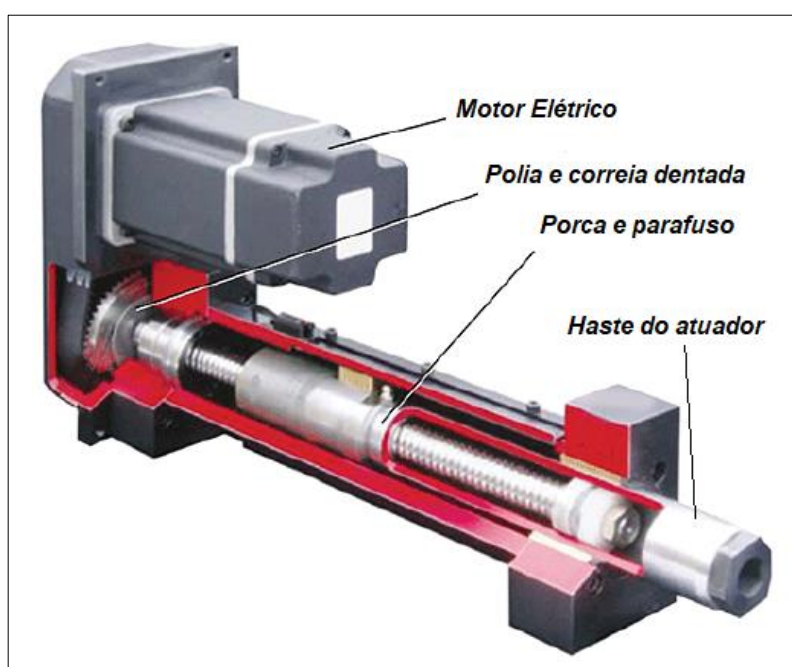
FONTE: Dall'Amico (2002)

O atuador linear elétrico, conforme o da Figura 07, converte energia elétrica em torque através da transmissão mecânica do eixo do motor elétrico para o fuso.

Por sua vez, a haste deste atuador, que está fixa a porca antigiro do fuso, se desloca de acordo com a velocidade e o sentido de rotação do motor elétrico.

Os atuadores elétricos oferecem o posicionamento de controle preciso na faixa de  $\pm 0,008$  mm e uma repetibilidade menor que 0,001 mm. Apesar de sua limitada capacidade de carga, menor que 8 kN, e a necessidade de consumo elétrico para manter força sobre a carga, esse tipo de atuador produz movimentos suaves e silenciosos. Em termos de ruído, eles são mais silenciosos que os atuadores pneumáticos e hidráulicos. Além de poderem ser ligados em redes, desta forma podem ser reprogramados e controlados remotamente (GONZALEZ, 2015).

Figura 07 – Atuador elétrico linear



FONTE: Gonzalez (2015)

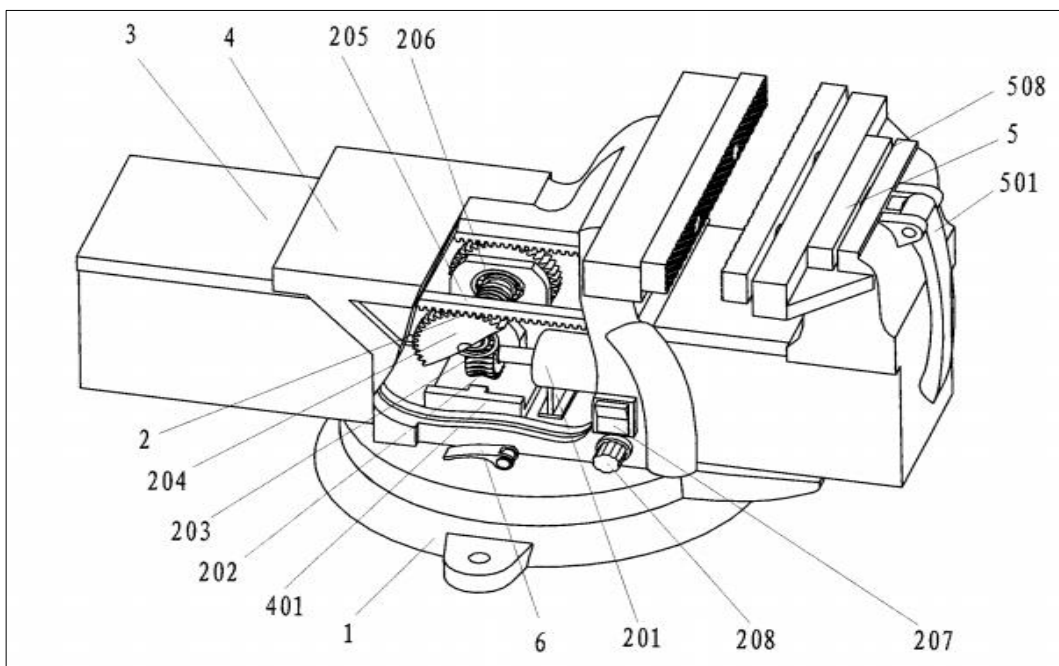
Segundo Gonzalez (2015), o custo unitário inicial de um atuador elétrico é maior que o de atuadores pneumáticos e hidráulicos e não são adequados para todos os ambientes, ao contrário dos atuadores pneumáticos, que são seguros em áreas perigosas e inflamáveis. Devido ao funcionamento contínuo motor poderá sobreaquecer e aumentando o desgaste da engrenagem de redução. O motor também pode ser grande e criar problemas de instalação.

A morsa elétrica de bancada é uma invenção da Universidade Anhui de Ciência e Tecnologia de Grant na China, registrado sob o número da patente CN202388398U (WANG, 2012). A Figura 08 representa uma vista com os principais

componentes, dos quais destacam-se a base (1), a mandíbula fixa (4), a mandíbula móvel (3), no interior da morsa está alojado o motor (201) e sistema de transmissão por sistema de engrenagens helicoidal (203), sem-fim (206), roda dentada de dentes retos (204) e cremalheira (205). O botão de acionamento da abertura e fechamento (207) e botão de controle de velocidade (208) são utilizados para controlar a velocidade do motor. A fixação final é realizada com um dispositivo através de alavanca (501).

Os benefícios da invenção é a aproximação rápida, fácil operação e com aperto rápido através da alavanca (501), poupando tempo e esforço, reduzindo eficazmente a intensidade do trabalho e melhorando eficiência do trabalho.

Figura 08 – Morsa elétrica de bancada.



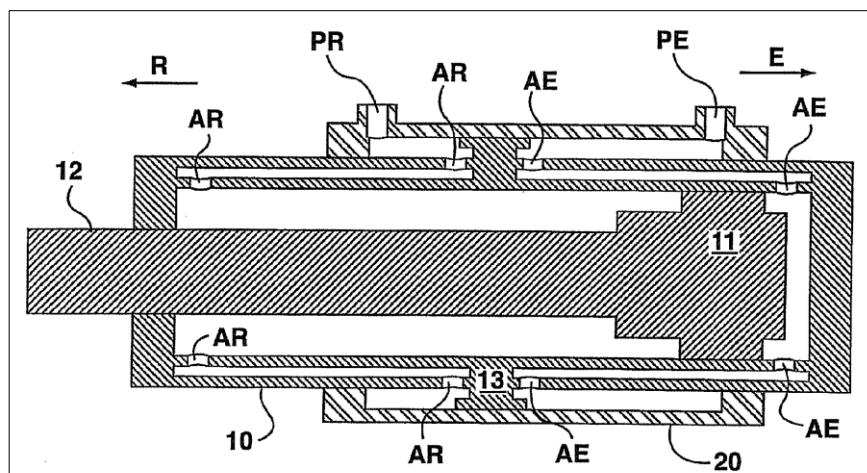
FONTE: WANG (2012)

Por fim, o invento do cilindro hidráulico de dupla ação de dois estágios que equipa máquinas de escavar e transplantar árvores, como mostra a Figura 09. A referida patente, US 2009/0308243 A1, pertencem aos canadenses Tillaart e Giampuzzi (2009), denominada *Two-stage double acting hydraulic cylinder assembly and use thereof in apparatus for digging and transplanting and trees*.

A principal função deste atuador é a obtenção de cursos de extensão e retração longos, como na aplicação de equipamento de escavar e transplantar árvores. Mesmo sendo um atuador de acionado puramente hidráulico foi dado uma

maior importância durante a pesquisa, por ter um êmbolo entre duas camisas (13), só que está integrado ao cilindro interno.

Figura 09 – Cilindro hidráulico telescópico de dupla ação com dois estágios.



FONTE: Patente Nº US 2009/0308243 A1. TILLAART e GIAMPUZZI (2009)

O funcionamento do cilindro hidráulico de dupla ação se dá em dois estágios. No primeiro estágio de avanço da haste (12), o óleo entra pela conexão (PE), passa pelos orifícios (AE) para deslocar o êmbolo interno (11). Este movimento referente ao primeiro estágio ocorre até a haste (12) atuar sobre a carga ou chegar ao final do curso. Nestas situações, a pressão eleva-se desencadeando o segundo estágio, proporcionando o deslocamento da camisa externa (20) em relação à interna (10) em função do êmbolo fixo (13) ser fixo ao cilindro interno.

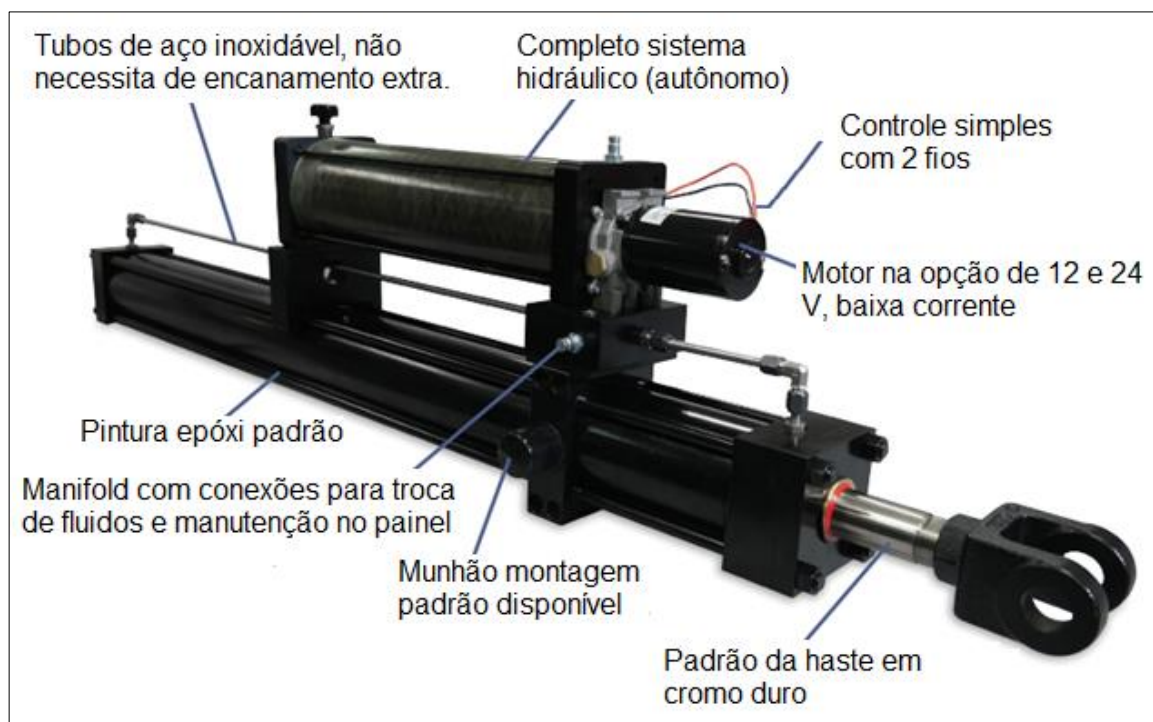
### 2.3 ATUADORES HÍBRIDOS

Segundo Trinkel (2017) os três principais meios de transmissão de energia são através da mecânica, da elétrica e dos fluídos, sendo que a energia fluídica ainda é a menos compreendida pela indústria. Sistemas que associam mais de um meio de transmissão de energia nas soluções de cinemática e transmissão de força são ditos híbridos.

Um exemplo típico é o Sistema Híbrido de Atuação (HAS) da Figura 10. Este atuador hidroelétrico, lançado pela Parker Hannifin Corp, é formado por um motor elétrico e um cilindro hidráulico para controle mais preciso de posição e potência de retenção. Sua aplicação está direcionada ao setor de energia renovável para

movimentação de painéis solares. De acordo com a empresa Parker, o modelo HAS apresenta densidade de potência até três vezes maior que as de atuadores eletromecânicos comparáveis.

Figura 10 – Atuador Hidroelétrico HAS.



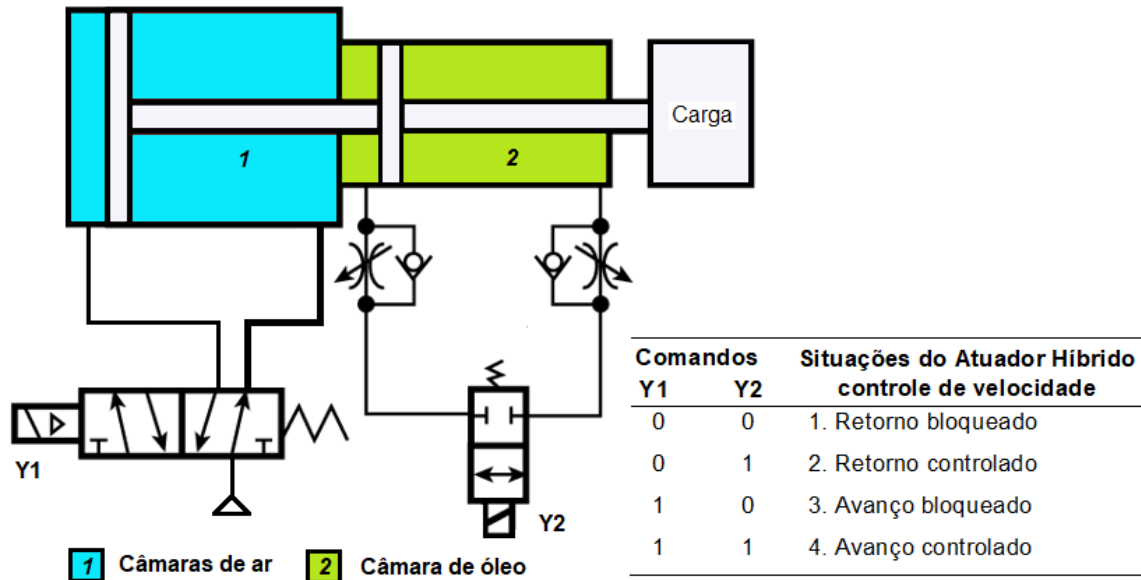
FONTE: SCULLY (2016)

Atuadores hidropneumáticos híbridos atingiram o mercado industrial no início dos anos 2000. Eles oferecem a simplicidade e a conveniência dos cilindros pneumáticos em combinação com a controlabilidade e a suavidade da hidráulica (SHTEYNBERG, 2018). Os atuadores híbridos hidropneumáticos são aqueles que utilizam energia pneumática na entrada que a seguir é transformada em hidráulica para finalmente, ser convertida em mecânica (JESUS, 2008).

Ao considerar a pneumática sobre a hidráulica, a tecnologia pneumática tem muitas vantagens para a automação industrial. Mas, há uma dificuldade na precisão de controle de velocidade, devido a compressibilidade do ar, a não ser com meios altamente sofisticados e caros como válvulas proporcionais ou servo válvulas. No entanto, uma das alternativas é a hibridização hidropneumática com cilindros tipo “*tandem*”, onde ar comprimido atua indiretamente através de cilindros sobre óleo e este é controlado pela vazão de saída, conforme mostra a Figura 11, resultando num

controle de velocidade do atuador de forma precisa e custo menor que outros meios sofisticados. (HITCHCOX, 2018).

Figura 11 – Controle de velocidade na carga via cilindro tandem.

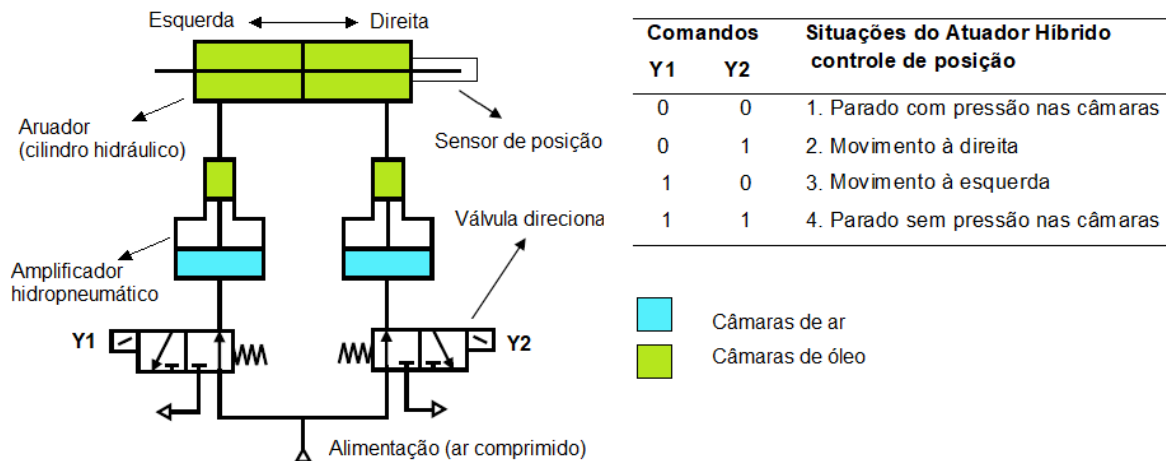


FONTE: Adaptado de HITCHCOX (2018)

Para avaliar este trabalho, iniciou-se a pesquisa sobre atuadores hidropneumáticos lineares com amplificação de pressão e outros quanto a sua concepção construtiva e aplicabilidade. A amplificação da pressão é aplicada em uma série de máquinas, como: máquinas para testes de pressão, ou dispositivos que necessitem alta pressão na modelagem por conformação, prensagem, soldagem por ponto, rebitagem e muitas outras. Estes amplificadores são configurados em função da necessidade da aplicação, como amplitude da pressão, o volume deslocado e o sentido único ou em ambos (STEWART, 2002).

A tese de Jesus (2008) é um exemplo de trabalho que trata do referido tema. Ela compara um sistema servo hidráulico convencional para o controle de posição, com um sistema híbrido hidropneumático com amplificação de pressão. O seu estudo deixa claro a relevância do problema energético entre as duas tecnologias. O sistema híbrido, de acordo com a Figura 12, utiliza a pressão pneumática que é convertida em hidráulica num único sentido, para tanto, são utilizados dois amplificadores de pressão um para cada sentido de alimentação do atuador hidráulico linear.

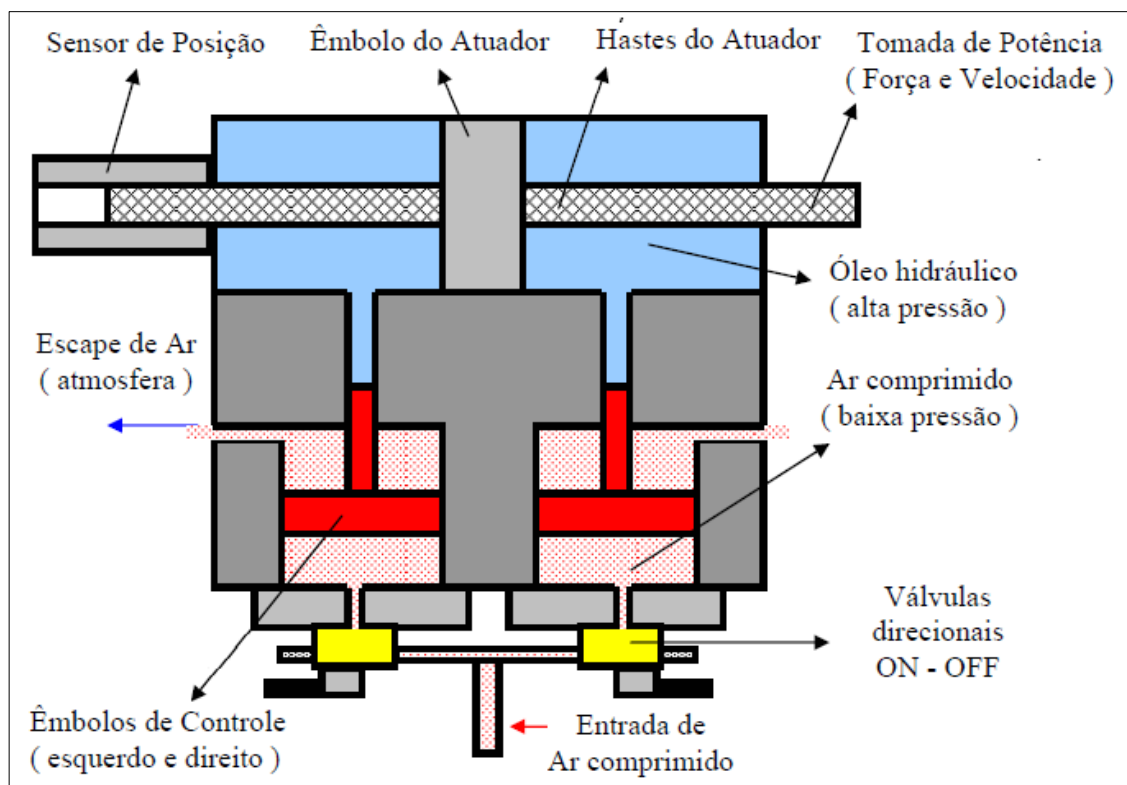
Figura 12 – Sistema híbrido hidropneumático



FONTE: JESUS (2008)

De acordo com a tese de Jesus (2008), foi desenvolvido um protótipo para controlar a posição linear através de um sistema hidropneumático para atender um nicho de mercado. O mesmo foi patentado como inovação tecnológica no INPI sob o número PI 0203251-1 (Patente de Invenção), conforme diagrama da Figura 13.

Figura 13 – Croqui do controlador de posição linear hidropneumático

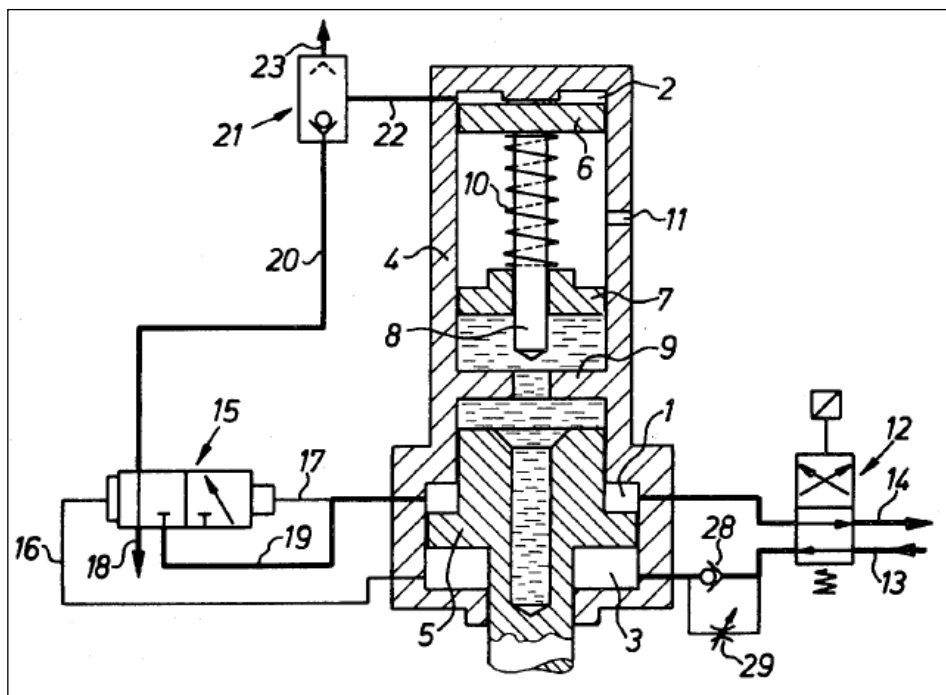


FONTE: JESUS (2008)

O diagrama representa o sistema híbrido hidropneumático aplicado ao controle de posição linear em máquinas ou dispositivos, onde são requeridos grandes esforços combinados com pequenos deslocamentos. Ainda Jesus (2008), salienta a simplicidade da infraestrutura necessária para a instalação e as vantagens com a proposta de um sistema híbrido, comparado com o sistema convencional servo-hidráulico.

Outro exemplo de aplicação do amplificador de pressão é a invenção de um propulsor hidropneumático com característica de deslocamento rápido, particularmente para acionamento de ferramentas de perfuração. Essa invenção foi patenteada, US 4288987 A, por Grullmeier (1981) com o título *Pneumo-hydraulic booster with rapid-traverse feature*. Neste invento, as câmaras estão em série, como mostrado na Figura 14. Através do comando da válvula direcional pneumática 4/2 vias (12), é acionado o êmbolo (5) pela câmara (1). Em seguida atua a válvula direcional pneumática 3/2 vias, com pilotos diferenciais (15), que por sua vez, atua no êmbolo (6), introduzindo a haste (8) na câmara que contém óleo e o êmbolo (5). Conseqüentemente terá a pressão ampliada, gerando também força ampliada sobre a carga.

Figura 14 – Desenho do propulsor hidropneumático

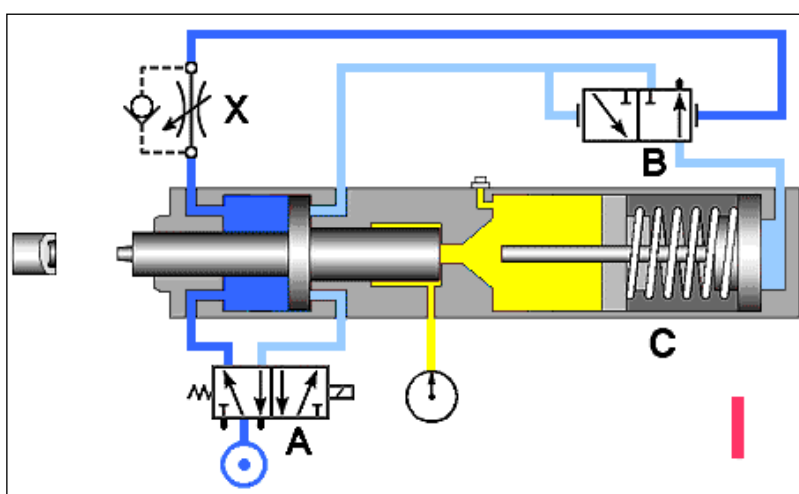


FONTE: GRULLMEIER (1981)



De forma idêntica ao propulsor hidropneumático da patente supracitada foi encontrado a invenção *Hydro-pneumatic pressure transformer* de Malina (1995) com os registros de patente: US 5377488 e WO 93015323A1. O respectivo produto é comercializado, Figura 15, pela empresa TOX® PRESSOTECHNIK, como intensificador pneumático de energia com sistema de óleo integrado para aplicações de montagem, rebiteagem, conformação, perfuração, fixação e outros.

Figura 15 – Esquema de funcionamento do intensificador pneumático

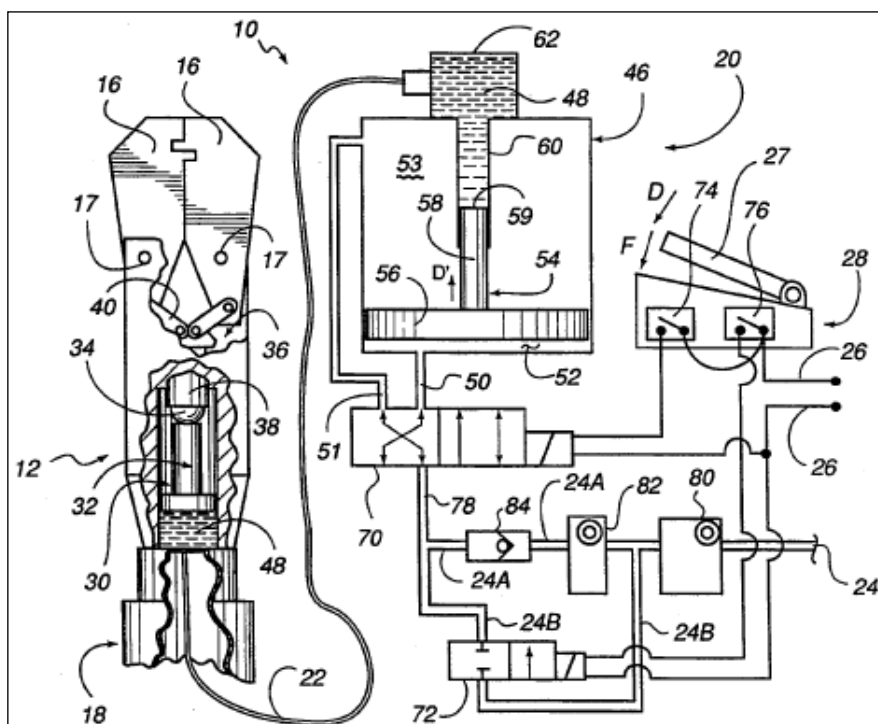


FONTE: TOX-PRESSTECHNIK – Acesso em Jul 2018.

A invenção da Figura 16 é mais um exemplo de uso de amplificação de pressão. Refere-se a um equipamento hidropneumático para fixação do terminal sobre a ponta de fios por prensagem hidráulica com uso inicial da atuação pneumática. A referida patente US 5.381.686, *Dual-action pneumo-hydraulic crimping apparatus*, é de Thorup (1995).

A concepção deste equipamento, baseia-se com um atuador de dupla ação pneumático (46), que através das válvulas direcionais pneumáticas (70) e (72), respectivamente, 4/2 vias e 2/2 NF (70), ambas comandadas eletricamente, são responsáveis para o acionamento do atuador. A energia pneumática é transferida para o atuador (46) em dois níveis de pressão, ajustadas a 100 psi e a 10 psi, na devida ordem pelas válvulas reguladoras de pressão (80) e (82). Com a chave de pedal (28) livre, as válvulas direcionais estão em repouso, e a câmara (53) do atuador (46) está pressurizada com a baixa pressão, ajustada pela válvula (82).

Figura 16 – Desenho do equipamento de prensar terminais elétricos



FONTE: Patente nº US 5.381.686. THORUP (1995)

No princípio da operação de crimpagem, a chave de pedal é acionada até o primeiro estágio, fechando o contato elétrico NA (74), o qual energiza o solenoide da válvula direcional (70), pressurizando a câmara (52) com a baixa pressão e por consequência a sua haste é introduzida na câmara de óleo (48), fechando os mordentes da ferramenta de crimpagem para prender o terminal.

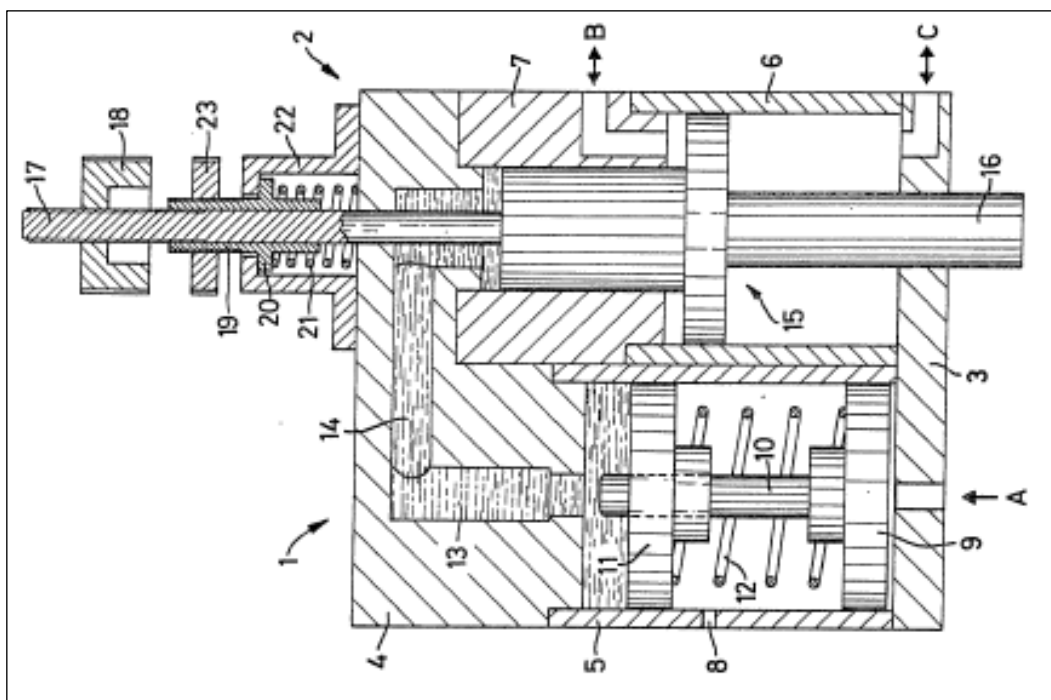
Na sequência, o segundo estágio fecha o contato elétrico NA (76) da chave elétrica, energizando o solenoide da válvula direcional (72), liberando a passagem do ar a alta pressão que alimenta a câmara (52) do atuador com alta pressão pneumática. Por consequência, aplica a alta pressão na câmara hidráulica (48) e amplia a força efetivamente realizando a crimpagem do terminal. Por último, liberando a chave de pedal (28) o recuo ocorre pela pressurização da câmara (53) com baixa pressão.

A patente EP 0 023 030 A1 de RAPP (1981), denominada de *Druckübersetzer hydropneumatischer Antrieb* (Unidade hidropneumática intensificadora de pressão), é mais um exemplo de invenção que usa amplificador de pressão, conforme mostra a Figura 17. A sua unidade hidropneumática intensificadora de pressão é destinada

para atender as necessidades de avanço rápido e de grande força de atuação no final do curso, particularmente para acionar ferramentas de perfuração.

Seu princípio de funcionamento é similar ao propulsor hidropneumático da Figura 14. O avanço rápido do êmbolo (15) e de sua haste (16) é realizado pneumaticamente, através da conexão (B). Quando a aplicação exigir força maior o óleo hidráulico será acionado pneumaticamente, através da conexão (A), que desloca o êmbolo (9) e, sua haste (10) é introduzida na câmara (13), intensificando a pressão hidráulica. O recuo da haste (16) é realizado pneumaticamente através da pressurização da (C) e com despressurização da entrada (A).

Figura 17 – Croqui da unidade hidropneumática intensificadora de pressão



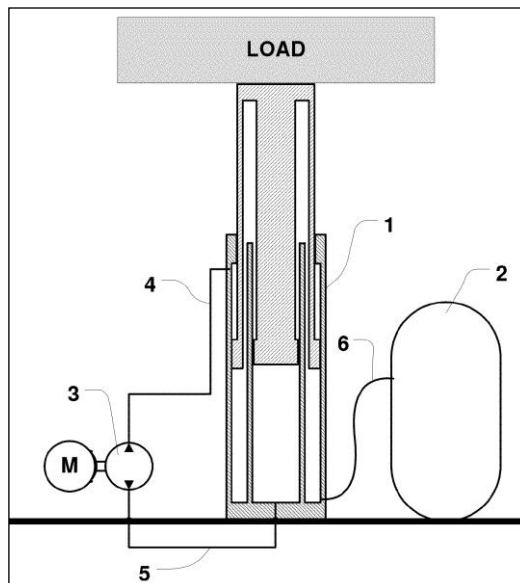
FONTE: Patente N° EP 0 023 030 A1. RAPP (1981)

Outra invenção interessante é a que introduz um eficiente mecanismo de elevação para carga vertical permutando com sua carga de peso morto e das partes móveis do equipamento na pressurização de um gás, conforme mostra a Figura 18. A referida patente US 2014/0014318 A1 de MAIL (2014) é denominada de *Hydro-pneumatic lifting system and method*.

Essa invenção utiliza um atuador linear hidropneumático (1) para levantar a carga e um acumulador pressurizado com gás (2), atuando como um intensificador de força para auxiliar na elevação do “peso morto” como a massa da haste do

atuador. Mais uma fonte de energia externa (3) fornece ao atuador a potência adequada para elevar a carga útil. A proposta da invenção é economizar energia, onde há aplicações que o peso morto é considerável, quando comparado com a própria carga. Além disso, proporciona um meio excepcional para a precisão no controle do movimento da carga útil.

Figura 18 – Sistema de elevação hidropneumático com reservatório de gás



FONTE: Patente Nº US 2014/0014318 A. MAIL (2014).

No final desta pesquisa ao analisar as possíveis combinações de energia e técnicas construtivas para as aplicações dos atuadores lineares, conclui-se que para aplicar um atuador linear adequado a uma determinada situação, independente da forma de energia aplicada, simples ou híbridas, é necessário refletir sobre uma série critérios como: a força, a velocidade, a trajetória, a relação peso/potência, o custo da energia e do equipamento, o tempos de respostas, a frequências de atuação, a precisão, a segurança, a severidade de exposição, as adequações de comando, etc. Utilizando-se dois exemplos, primeiro o caso da morsa elétrica, o critério principal é o benefício da aproximação rápida, porém para a fixação com aperto final é necessário que o operador acione uma alavanca, segundo o atuador HAS, onde apresenta uma densidade de potência 3 vezes maior que os demais atuadores eletromecânicos, devido a sua construção compacta por possuir um sistema hidráulico autônomo para o acionamento do atuador.

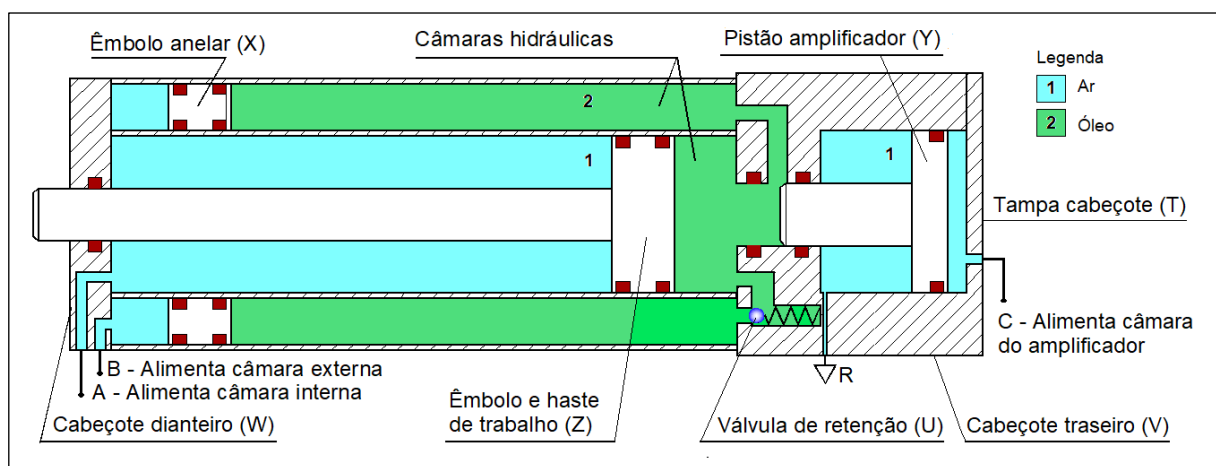
### 3 METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO

Os posicionadores são sistemas mecânicos com acionamento manual ou automático que suportam e movimentam peças até posições desejadas para realizar diferentes tipos de operações de fabricação, como cortar, soldar, furar, fresar, prensar, etc. Os dispositivos de fixação ou fixadores podem ser montados nos posicionadores para facilitar, tanto a carga, quanto a descarga de peças. Sua principal função é fixar a peça de forma a não se movimentar durante a execução das operações de fabricação (BRACARENSE, 2000).

Com base nas funções dos fixadores de peças, juntamente com a metodologia de projetos foi desenvolvido o modelo de atuador híbrido hidropneumático da Figura 19. As principais características do atuador hidropneumático proposto são: movimentos uniformes e rápidos em ambos os sentidos de deslocamento e força amplificada de avanço para fixação de peças.

Após a realização da pesquisa sobre atuadores, em especial aos atuadores lineares hidropneumáticos, é possível concluir que conceitualmente até existem similares. Entretanto, não foram encontrados modelos similares ao layout do atuador proposto nessa dissertação.

Figura 19. Detalhes construtivos do atuador hidropneumático proposto.



FONTE: Autor (2018)

O atuador hidropneumático proposto é formado basicamente por três cilindros: o de trabalho com haste de ação externa, o com êmbolo anelar sem haste e concêntrico ao de trabalho, que atua como um separador dos fluídos, e o amplificador com haste de ação interna. O avanço deste cilindro amplificador,

durante a etapa de fixação de peças, isola inicialmente o óleo da câmara interna da externa para na sequência amplificar a força na haste do cilindro de trabalho.

Na parte pneumática, cor azul (1) desse atuador, há um orifício (R) com comunicação direta para a atmosfera e três orifícios disponíveis para o acionamento pneumático (A, B e C), referentes às câmaras: interna, externa e de amplificação respectivamente. Para tornar os cursos dos cilindros de trabalho e anelar idênticos foi projetada com uma relação próxima de 1:1 entre as respectivas áreas dos êmbolos.

Na parte hidráulica, em cor verde (2), há duas câmaras e uma válvula de retenção unidirecional (U) entre elas. A função desta válvula é a de bloquear a passagem do óleo da câmara interna para a externa quando o cilindro amplificador estiver avançando durante a etapa de amplificação da força de fixação. A outra função desta válvula de retenção é a de evitar o bloqueio do atuador na situação em que o cilindro de trabalho estiver totalmente recuado e o cilindro amplificador avançado. Nesta condição, a pressurização da câmara pneumática externa vai abrir a válvula de retenção para passar o óleo da câmara externa para a interna, proporcionando o avanço do cilindro de trabalho e o retorno do cilindro amplificador.

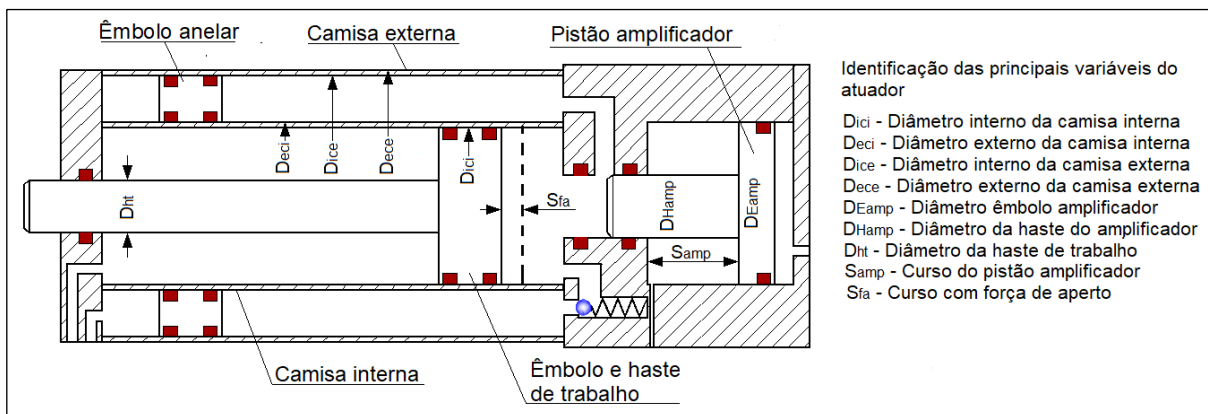
A amplificação da força ocorre quando o é alimentada a conexão (C) através de um comando por pressão na câmara externa, desta forma a haste do cilindro amplificador é introduzida na câmara de óleo interna amplificado a pressão do óleo.

### **3.1 DIMENSIONAMENTO DO ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO**

As principais dimensões do atuador hidropneumático proposto foram definidas considerando os seguintes parâmetros de entrada do projeto: força máxima de aperto  $F_h$  em torno de 10 kN, curso máximo do pistão principal  $S_p$  de 100 mm, deslocamento mínimo  $S_{fa}$  com força de aperto de 4% do curso máximo (4 mm), pressão máxima de alimentação do ar comprimido  $p_p$  de 7 bar e uma pressão hidráulica em torno de 50 bar. Nesse projeto, foi adotada uma relação de sete vezes no amplificador de pressão do atuador, ou seja, pressão hidráulica máxima  $p_h$  de 49 bar.

Na Figura 20 estão apresentadas as principais variáveis construtivas a serem especificadas e calculadas para o desenvolvimento do projeto da morsa hidropneumática.

Figura 20. Indicação das principais variáveis construtivas do atuador.



FONTE: Autor (2018)

Em função das necessidades construtivas mecânicas e funcionais do protótipo, foram adotados no projeto mecânico do atuador hidropneumático, materiais como: barras, blocos, tubos de aço, tarugos de alumínio, vedações e conexões. Alguns valores calculados para dimensionar o atuador serviram de base para especificar o restante dos componentes, como exemplo os tubos correspondentes as três camisas dos cilindros. Na especificação foram aplicados os valores comerciais mais próximos com objetivo de tornar factível a aquisição e a fabricação dos componentes.

Com base na Equação (5) o diâmetro interno da camisa interna  $D_{ici}$  é dado pela seguinte equação:

$$D_{ici} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_h}{p_h \cdot \pi}} \quad (5)$$

Substituindo os valores na equação (5), obtém-se:  $D_{ici} = 50,9 \text{ mm}$ . Para a fabricação da camisa do cilindro interno foi adotado um tubo comercial de diâmetro interno  $D_{ici}$  de  $50,8 \text{ mm}$  e com diâmetro externo  $D_{eci}$  de  $63,3 \text{ mm}$ . Cabe ressaltar que a superfície externa deste tubo será retificada e polida para que o êmbolo anelar deslize sobre o mesmo.

Para determinar o diâmetro da camisa externa  $D_{ice}$  do atuador foi usado o critério de que o volume da câmara externa  $V_{ce}$  deve ser igual ou maior que o volume da câmara interna  $V_{ci}$ . Desta forma, é determinada a Equação (6):

$$V_{ce} \geq V_{ci} \Rightarrow \frac{\pi \cdot (D_{ice}^2 - D_{eci}^2) \cdot S}{4} \geq \frac{\pi \cdot D_{ici}^2 \cdot S}{4} \Rightarrow D_{ice} \geq \sqrt{D_{ici}^2 + D_{eci}^2} \quad (6)$$

Substituindo os valores na Equação (6), obtém-se:  $D_{ice} \geq 78,8 \text{ mm}$ . Para a fabricação da camisa do cilindro externo foi usado um tubo comercial de diâmetro interno  $D_{ice}$  de  $82,5 \text{ mm}$  e com diâmetro externo  $D_{ece}$  de  $95,0 \text{ mm}$ .

O dimensionamento do pistão de amplificação segue dois critérios para atender os requisitos do atuador hidropneumático: amplificar a pressão sete vezes a pressão pneumática e de deslocar  $s_{fa}$  a haste do atuador.

Como o êmbolo amplificador ( $D_{Eamp}$ ), fica alojado no cabeçote traseiro do atuador, a intenção é aproveitar o melhor possível este espaço para otimizar o atuador, com objetivo de obter melhor eficiência no sistema de multiplicação de pressão.

Por conveniência técnica e comercial, foi usado o mesmo diâmetro para o cilindro amplificador que o tubo da camisa interna do atuador. Assim, o diâmetro interno do cilindro amplificador é igual ao diâmetro interno da camisa interna:

$$D_{Eamp} = D_{ici} \quad (7)$$

Com base na Equação (7) o diâmetro da haste do cilindro amplificador  $D_{Hamp}$  é definido pela seguinte Equação (8):

$$D_{Hamp} = \sqrt{\frac{p_p \cdot D_{Eamp}^2}{p_h}} \quad (8)$$

Substituindo os valores na equação (8), obtém-se:  $D_{Hamp} = 19,2 \text{ mm}$ .

Por fim, é necessário determinar o curso do pistão amplificador  $S_{amp}$  para atingir o deslocamento mínimo da haste  $S_{fa}$  com força de aperto,  $S_{fa} = 4 \text{ mm}$ . Com a atuação do pistão amplificador a haste é introduzida na câmara hidráulica interna, deslocando um volume de óleo igual ao da haste. Tomando como base a Equação (3) é determinado o curso do pistão amplificador  $S_{amp}$ .

$$S_{amp} = \frac{S_{fa} \cdot D_{ici}^2}{D_{Hamp}^2} \quad (9)$$



Substituindo os valores na Equação (9), obtém-se:  $S_{amp} = 28,0$  mm. Na fabricação foi adotado curso do pistão amplificador de 32 mm, devido a necessidade de deslocar aproximadamente 4 mm antes de bloquear o óleo da câmara hidráulica interna da externa do atuador.

Para determinar o diâmetro da haste do pistão de trabalho  $D_{ht}$  foi utilizado o critério da estabilidade a flambagem em função da carga submetida, de acordo com a Equação 10, num arranjo que contempla o coeficiente de segurança de 3,5 (LINSINGEN, 2008). Para um módulo de elasticidade do aço  $E_m$  de 200 kN/mm<sup>2</sup> e os seguinte dados de projeto: força hidráulica  $F_h$  de 10 kN e devido ao tipo de montagem um comprimento livre de flambagem  $c$  de 400 mm.

$$D_{ht} = \left( \frac{7,22 \cdot F_h \cdot c^2}{E_m} \right)^{0,25} \quad (10)$$

Aplicando os valores na Equação (10), obtém-se o diâmetro da haste do pistão de trabalho  $D_{ht} = 15,5$  mm. Para a fabricação foi utilizado diâmetro da haste do pistão de trabalho de 25 mm.

Com as dimensões dos tubos selecionados pelos valores determinados através das equações (5), (6) e (7) foi especificado, para a fabricação em alumínio extrudado, os diâmetros dos êmbolos interno, anelar e do amplificador de pressão.

O detalhamento completo para a fabricação, desenhos técnicos dos componentes e materiais, são apresentados nos apêndices A e B dessa dissertação.

### **3.2 ACIONAMENTO DO ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO**

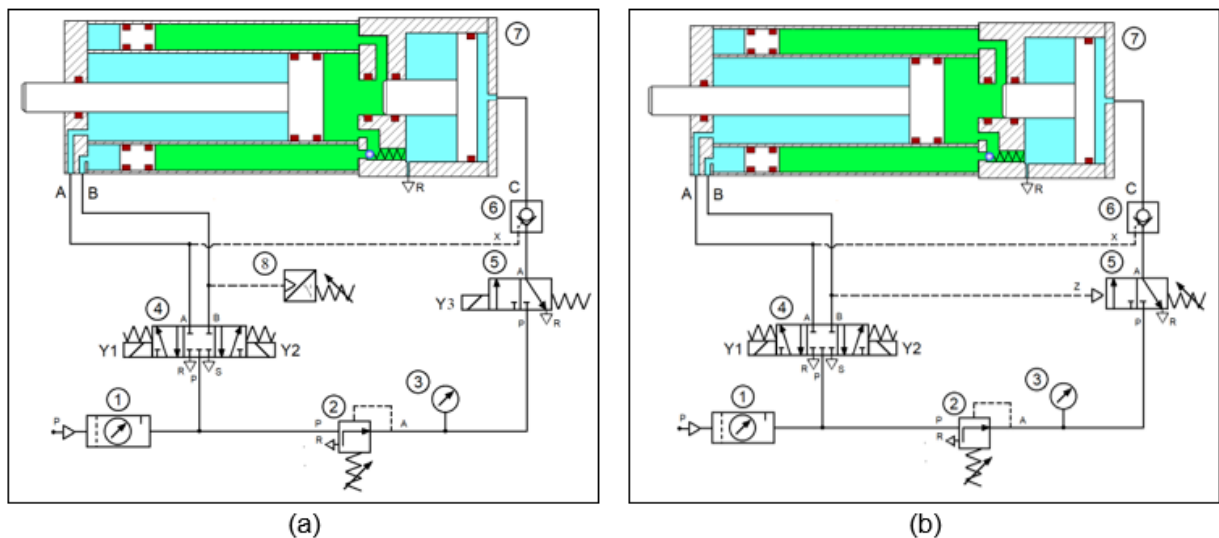
Para o correto acionamento do atuador e também de acordo com a Norma Regulamentadora (NR12) referente à segurança no trabalho em máquinas e equipamentos foi desenvolvido dois circuitos pneumáticos com comando, conforme mostra a Figura 21(a), onde o circuito é apresentado com pressostato e na Figura 21(b), o circuito é apresentado com válvula de sequência de pressão.

Nos circuitos são demonstrados também os demais componentes que fazem parte do comando: unidade de conservação (1), válvula reguladora de pressão secundária para o controle da força de aperto (2), manômetro (3), eletroválvula direcional 5/3 vias (4), válvula direcional 3/2 vias (5) associada ao comando do

pressostato(8), válvula de seqüência de pressão (5), válvula de bloqueio pilotada (6) e o atuador (7).

A diferença entre os circuitos pneumáticos (a) e (b) está na forma de como é acionado o cilindro de amplificação do atuador para fornecer a força de aperto na peça. Em (a) o pressostato detecta o aumento da pressão pneumática quando o atuador atinge a peça ou em seu final de curso. Na seqüência, o contato elétrico do pressostato comanda o solenoide Y3 da eletroválvula de 3/2 para pressurizar o cilindro de amplificação do atuador. Em (b), esse incremento da pressão pneumática age diretamente na válvula de seqüência de 3 vias e 2 posições para pressurizar o cilindro de amplificação do atuador.

Figura 21. Circuito (a) com pressostato. Circuito (b) com válvula de seqüência de pressão.



FONTE: Autor (2018)

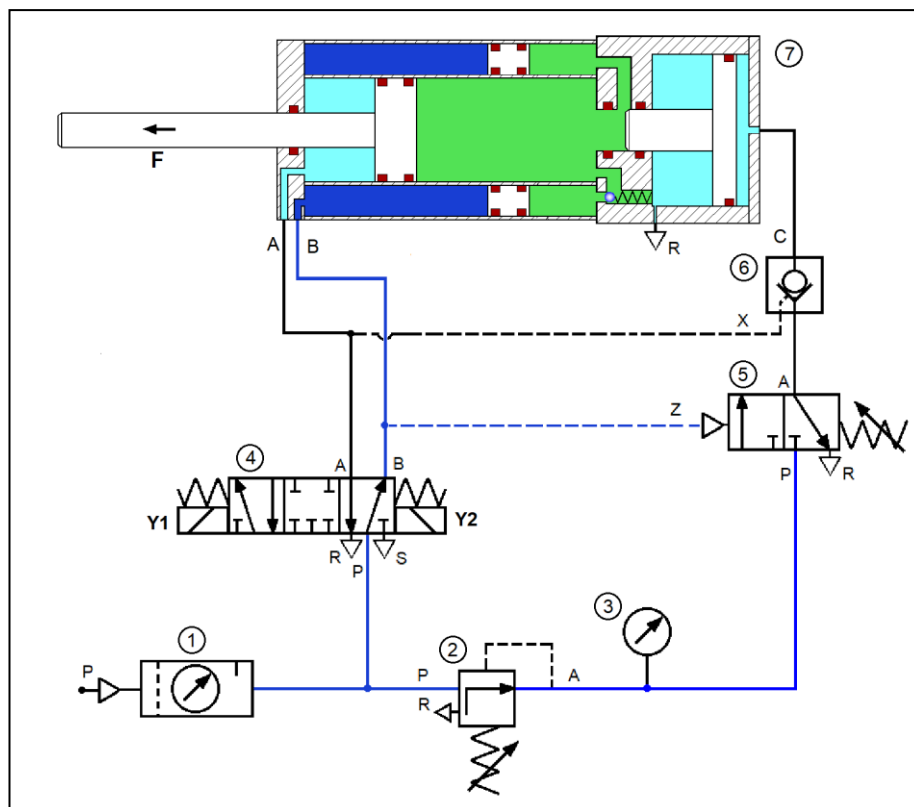
Somente o circuito pneumático (b) será descrito em detalhes a seguir por apresentar um componente a menos e, também por ter uma entrada e uma saída elétrica a menos do que o (a). A Tabela 1 apresenta as possíveis situações do atuador em função do acionamento dos solenoides Y1 e Y2 da eletroválvula direcional de cinco vias e três posições com centro fechado, do piloto X da válvula de retenção e do piloto Z da válvula de seqüência do circuito pneumático (b).

Tabela 1. Lógica booleana do acionamento.

Comandos			Situações do Atuador Híbrido Hidropneumático
Y1 e X	Y2	Z	
0	1	0	1. Avanço com baixa pressão hidráulica
0	1	1	2. Avanço com alta pressão hidráulica
1	0	0	3. Retorno com baixa pressão hidráulica
0	0	0	4. Parado

A Figura 22 ilustra a primeira situação de acionamento do atuador, avanço com baixa pressão. Para isso, somente o solenoide Y2 deve ser energizado. Essa situação permanece até a haste do cilindro de trabalho tocar a peça ou atingir o fim do curso. Em ambos os casos, a pressão na câmara pneumática externa irá aumentar, acionando a válvula de seqüência via seu piloto Z conforme mostra a Figura 23.

Figura 22 – Situação 1: Avanço do atuador hidropneumático com baixa pressão hidráulica

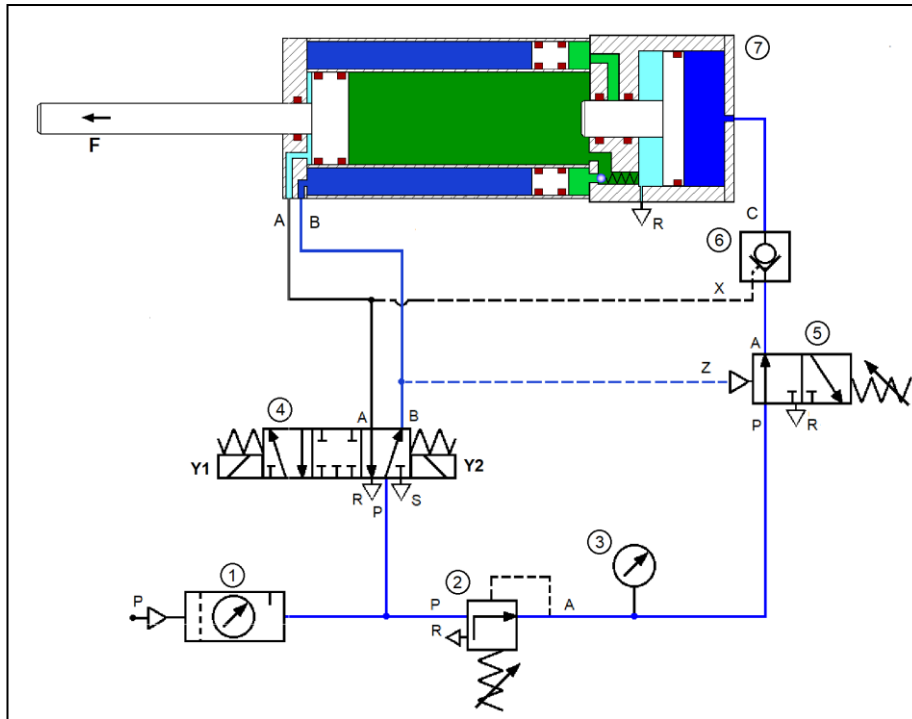


FONTE: Autor (2018)

Nesta segunda situação, a câmara de amplificação é pressurizada, realizando o avanço do cilindro amplificador que inicialmente isola a câmara hidráulica interna da externa e, na seqüência, amplifica a pressão do óleo da câmara interna com base na pressão pneumática ajustada na válvula reguladora de pressão. Por sua vez,

essa amplificação na pressão do óleo, produz na mesma proporção, o aumento da força de fixação da peça.

Figura 23 - Situação 2: Avanço do atuador hidropneumático com alta pressão hidráulica.



FONTE: Autor (2018)

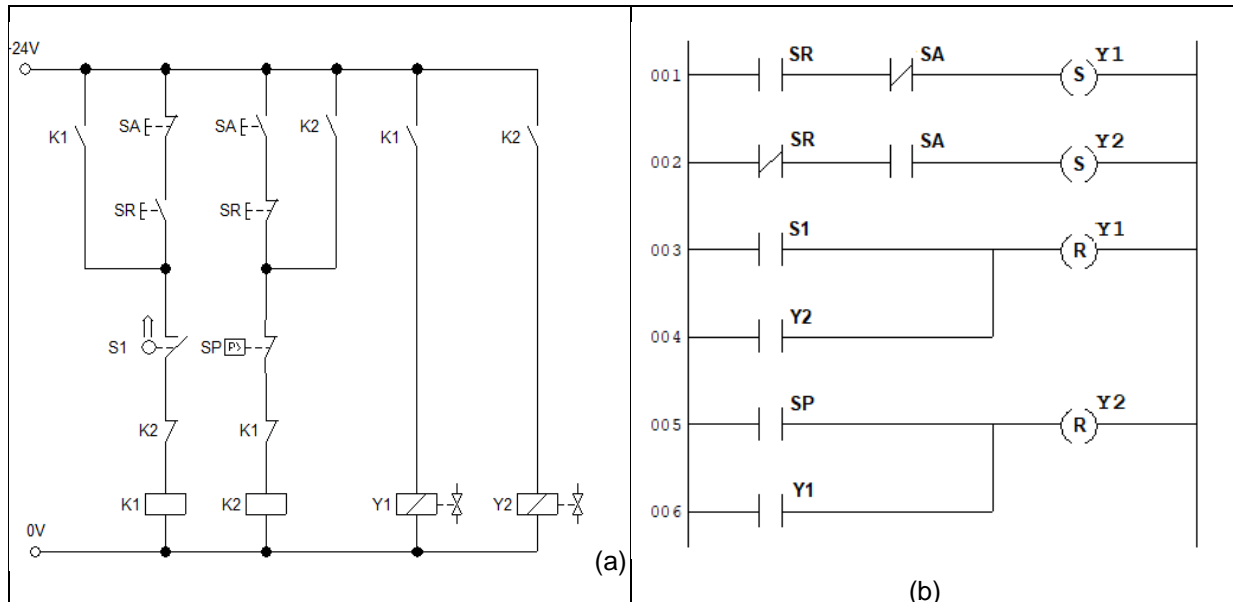
A terceira situação de funcionamento, conforme mostra a Figura 24, consiste no movimento de retorno do cilindro de trabalho com pressão baixa. Para isso, somente o solenoide Y1 deve ser energizado para pressurizar a câmara pneumática interna. A pressão desta câmara aciona o piloto X da válvula de bloqueio que, por sua vez, despressuriza a câmara de amplificação via a válvula de sequência. Assim, a haste do cilindro amplificador retorna, liberando a passagem de óleo da câmara interna para a externa no sentido de realizar o avanço do êmbolo anelar simultaneamente ao retorno do cilindro de trabalho.

A quarta e última situação é quando o atuador estiver parado pela inexistência de acionamento dos solenoides da eletroválvula. Com isso, a eletroválvula passa para a posição central onde todas as suas vias estão bloqueadas, mantendo o atuador em sua situação anterior de acionamento. Essa característica da eletroválvula, evita acidentes de trabalho e/ou quebra de ferramentas pela soltura da peça decorrente da falha por falta de comando no solenoide Y2.



respectivamente. Isso evita que um relé seja acionado quando o outro estiver acionado (BOLLMANN, 1996 e BONACORSO e NOLL, 2000).

Figura 25. Tecnologias de acionamento da eletroválvula: (a) circuito elétrico, (b) programa de CLP.



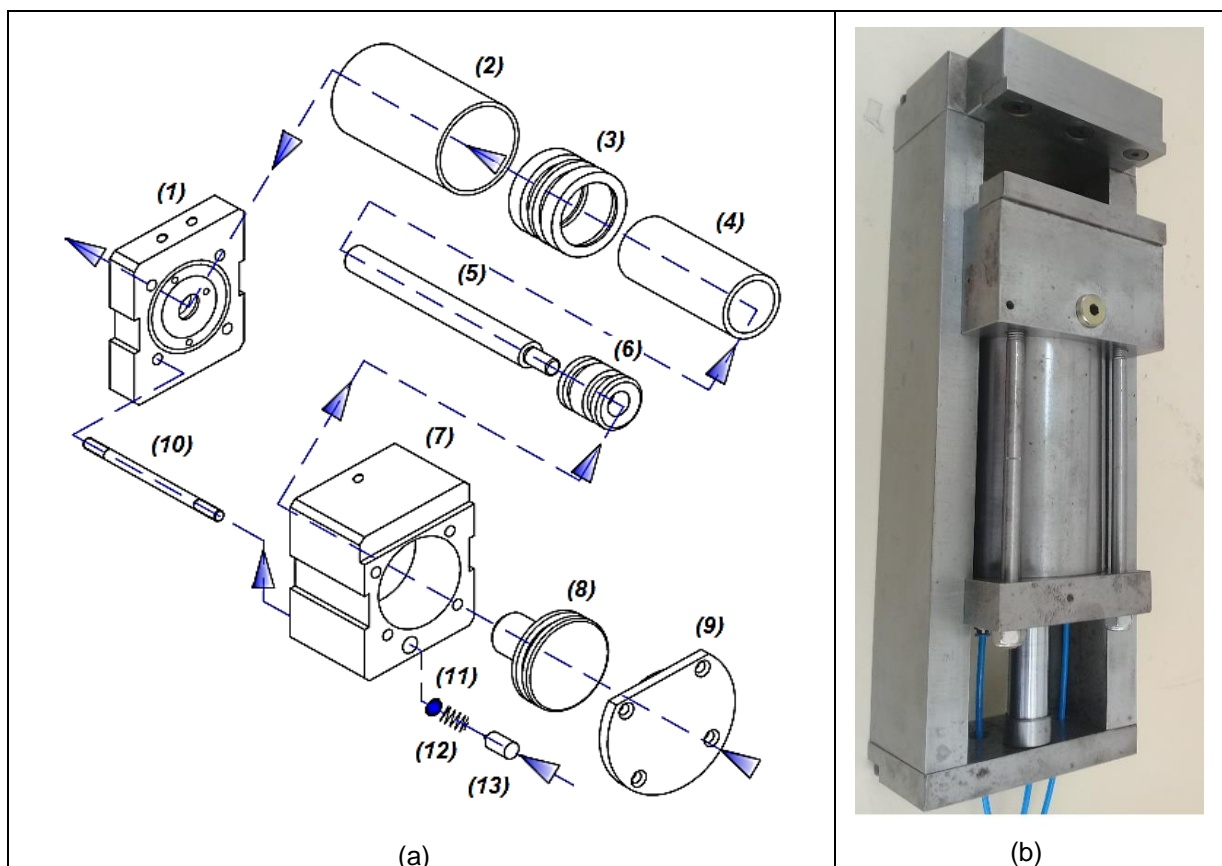
FONTE: Autor (2018)

Essas duas técnicas para evitar comando simultâneo nos solenoides foram também implementadas na programação do CLP, Figura 25(b). A primeira é evidente nas duas primeiras linhas da linguagem *ladder*, enquanto que a segunda faz com que a função reset (R), pela sua localização final no programa, tenha maior prioridade do que a set (S).

#### 4 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL

Para o funcionamento como dispositivo de fixação foi adicionado aos componentes do atuador hidropneumático da Figura 26(a), uma estrutura mecânica externa em aço com guias, trilhos, batentes e mordentes, caracterizando assim, uma morsa hidropneumática, conforme mostra a Figura 26(b). Suas dimensões máximas são de 420 mm de comprimento, 144 mm de largura e 118 de altura, enquanto que a área de contato de cada mordente com a peça é de 28 X 120 mm. Com a construção da morsa hidropneumática houve um incremento considerável de massa, dos 12,24 kg do atuador para os 26,62 kg da morsa.

Figura 26. Projeto da Morsa: (a) Detalhes dos principais componentes do atuador hidropneumático para a montagem da morsa, (b) Foto da morsa hidropneumática.



Fonte: Autor (2018)

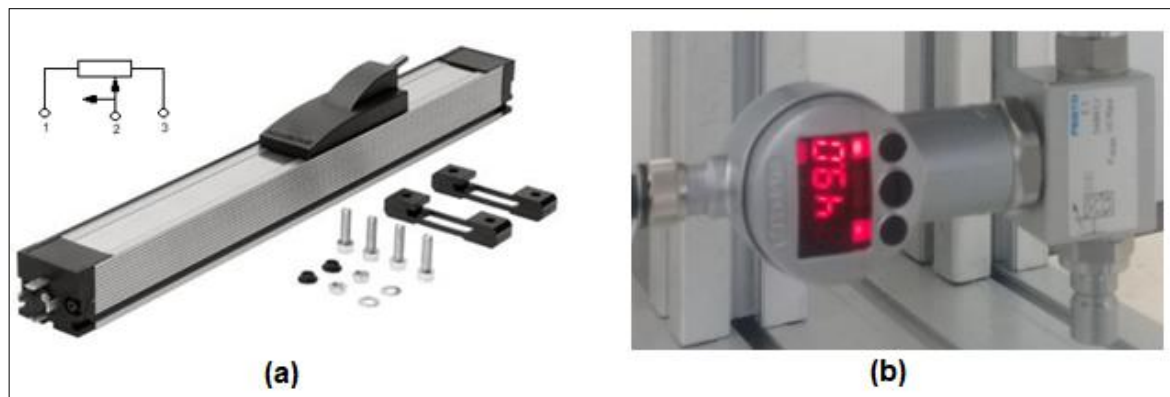
#### 4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA DE ENSAIOS

Para avaliar o funcionamento estático e dinâmico do atuador proposto operando como morsa hidropneumática foi necessário instalar dois sensores no atuador hidropneumático para a aquisição dos sinais. O primeiro foi à régua linear ou transdutor de posição potenciométrica (FESTO – Tipo TLH-POT 0225 analógico), Figura 27(a).

A saída do sensor de posição linear funciona como um divisor de tensão elétrica. Seu curso mecânico é de 234 mm, a constante de linearidade é de 0,07%, a resistência elétrica nominal é de 5 k $\Omega$  e a tensão de alimentação pode ser de até 42 V. No caso desta aplicação, a tensão de alimentação foi de 24 V. O cursor dessa régua potenciométrica foi fixado à tampa traseira do atuador. Desta forma, a tensão elétrica de saída é proporcional à posição do atuador hidropneumático: 0 V para a

posição 0 mm e 24 V para a posição 228 mm. Como o curso do atuador é de 100 mm a variação de tensão produzida foi de 10,26 V.

Figura 27. Sensores, de posição linear em (a) e de pressão hidráulica em (b).



FONTES: (a) Festo, 2018 e (b) Hydac, 2018.

O segundo sensor usado para medir o valor da pressão do óleo do atuador hidropneumático foi o Hydac – EDS 3448-5 0100 -000, conforme Figura 27(b). Esse sensor possui um display para indicar o valor da pressão relativa direta na faixa de 0 a 100 bar, com resolução de 0,2 bar, através de 4 dígitos, nas unidades comutáveis de bar, MPa e psi. Internamente, há uma célula de medição com *strain gauge* de espessura fina em uma membrana de aço inoxidável. O modelo usado é alimentado em tensão elétrica contínua na faixa de 18 a 35 V, possui duas saídas digitais para uso como pressostato e uma saída analógica comutável de 0 a 10 V ou de 4 a 20 mA.

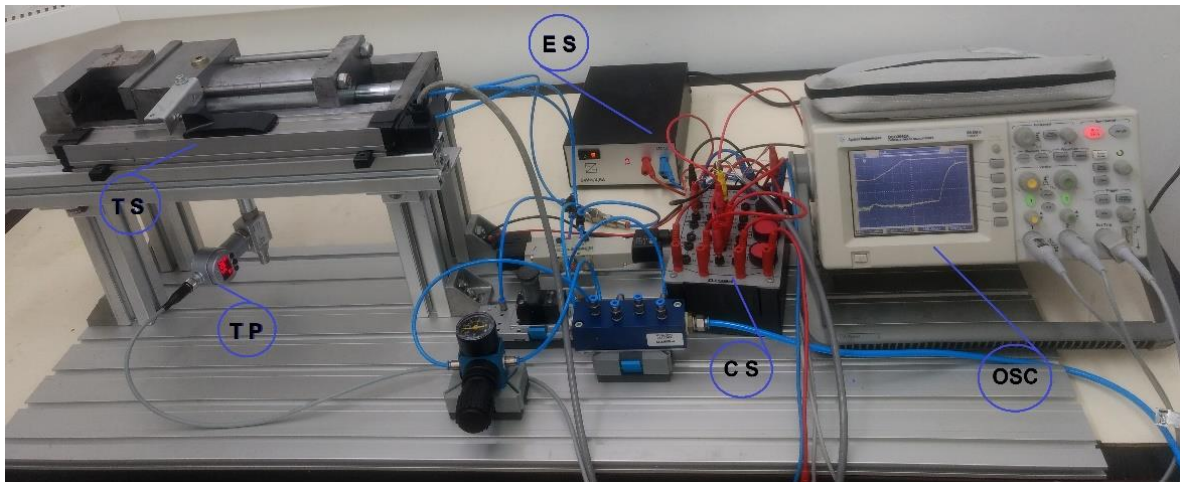
Um osciloscópio digital da Agilent Technologies – DSO3062A, de dois canais e com entrada *trigger* externa, foi utilizado para realizar a aquisição dos sinais e apresentar em forma de gráfico as respectivas curvas no tempo da posição e da pressão do óleo do atuador hidropneumático. Para fazer a aquisição de ambos os sinais, a partir da aplicação dos comandos elétricos na eletroválvula (Y2 ou Y1), a entrada de *trigger* do osciloscópio foi usado. Desta forma, é possível mesurar o tempo total de resposta da morsa para fechar ou abrir.

A bancada de ensaios, Figura 28, foi montada em perfil de alumínio sobre uma estrutura modular de alumínio com o objetivo de facilitar à fixação de todos os componentes e conectar o sensor de pressão à câmara interna de óleo pela parte inferior da morsa.



Os principais elementos envolvidos para os ensaios estão representados na foto da bancada na Figura 28, que são: ES – Fonte de alimentação de 24 V, CS – Caixa de comando por chaves elétricas, TS – Sensor de posição potenciométrica, TP – Sensor de pressão (transdutor) e OSC – Osciloscópio.

Figura 28 – Foto da bancada de ensaios da morsa hidropneumática.



Fonte: Autor (2018)

## 4.2 ENSAIO ESTÁTICO DO COMPORTAMENTO DA FORÇA DE FIXAÇÃO

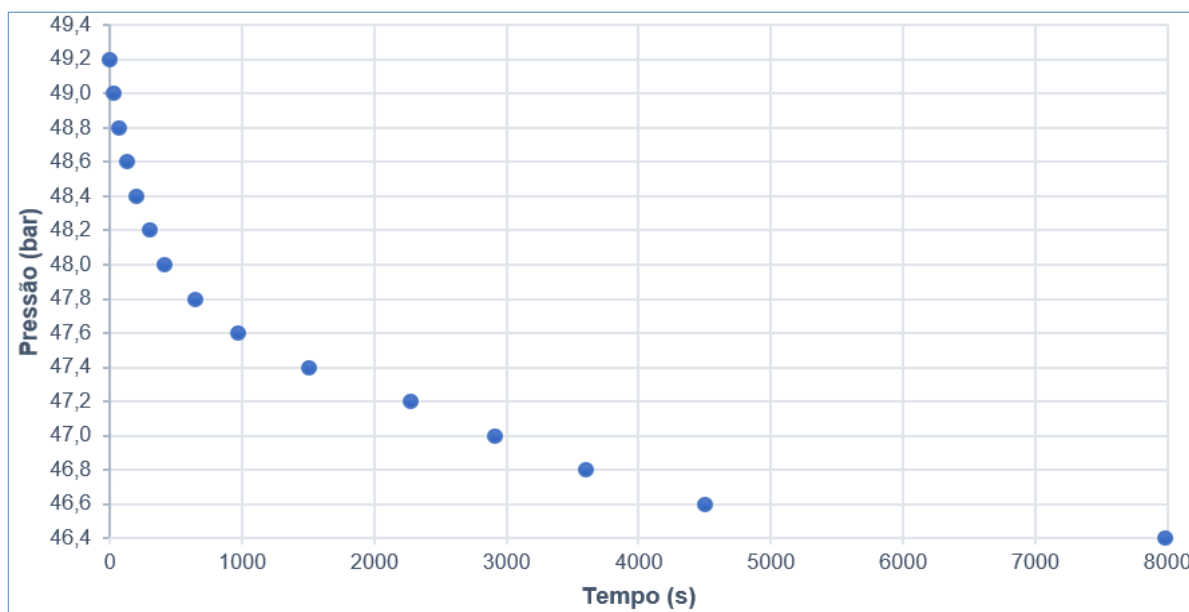
Para verificar o comportamento da pressão do óleo (força de aperto na fixação da peça) em função do tempo foi realizado um ensaio estático, considerando uma interrupção da energia pneumática com a eletroválvula operando em sua posição central fechada. Com a morsa totalmente aberta e a pressão pneumática ajustada para 7 bar, foi dado o comando para a morsa fechar. O seu fechamento foi realizado e, na sequência a pressão do óleo atingiu o valor de 49,2 bar com o disparado simultâneo do cronômetro (celular) com resolução de 1 segundo.

Após isso, a cada queda de 0,2 bar na pressão do óleo da morsa era registrado o tempo, como mostra a Tabela 02. A partir destes dados foi plotado o gráfico da Figura 29 com o objetivo de visualizar melhor o comportamento da pressão do óleo versus o tempo.

Tabela 02 - Comportamento da pressão do óleo no tempo

Pressão [bar]	49,2	49,0	48,8	48,6	48,4	48,2	48,0	47,8	47,6	47,4	47,2	47,0	46,8	46,6	46,4
Tempo [s]	0	30	70	130	200	305	410	650	968	1505	2280	2910	3600	4500	7980

Figura 29 – Comportamento da pressão do óleo no tempo.



O ensaio estático mostrou uma pequena redução na pressão hidráulica com comportamento exponencial e igual a 2,8 bar para um grande período de 8000 s de funcionamento da morsa sem energia pneumática e com a eletroválvula operando na posição central fechada.

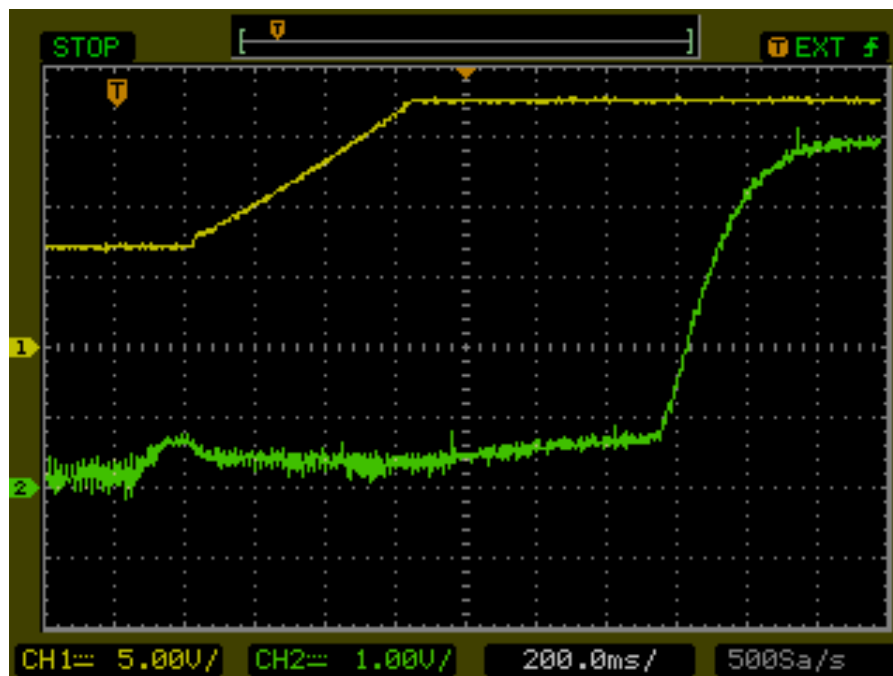
### 4.3 ENSAIO DINÂMICO DE FECHAMENTO DA MORSA

Para mensurar o tempo máximo de fechamento da morsa foram conectadas as ponteiros referentes aos canais 1 e 2 do osciloscópio no sensor de posição e de pressão do óleo respectivamente. O canal externo de *trigger* do osciloscópio foi conectado ao solenoide Y2 da eletroválvula para disparar a aquisição de ambos os sinais com o referido comando elétrico de fechamento da morsa. A pressão pneumática foi ajustada para 7 bar. A Figura 30 mostra o comportamento de fechamento da morsa, quanto a posição em amarelo “1” e quanto a pressão do óleo da câmara interna em verde “2” no tempo.

Analisando as curvas, no primeiro momento após apertar o botão de partida, que equivale ao *trigger* “T”, percebe-se que há um aumento da pressão hidráulica, tirando o atuador da inércia na curva “1” após um período de 210 ms. A partir deste instante são transcorridos aproximadamente 610 ms com uma taxa de variação de posição constante, a qual representa a velocidade de deslocamento no percurso de

100 mm. Desta forma é possível calcular a velocidade de aproximadamente 164 mm/s.

Figura 30 – Fechamento da morsa, em amarelo a posição e em verde a pressão do óleo.



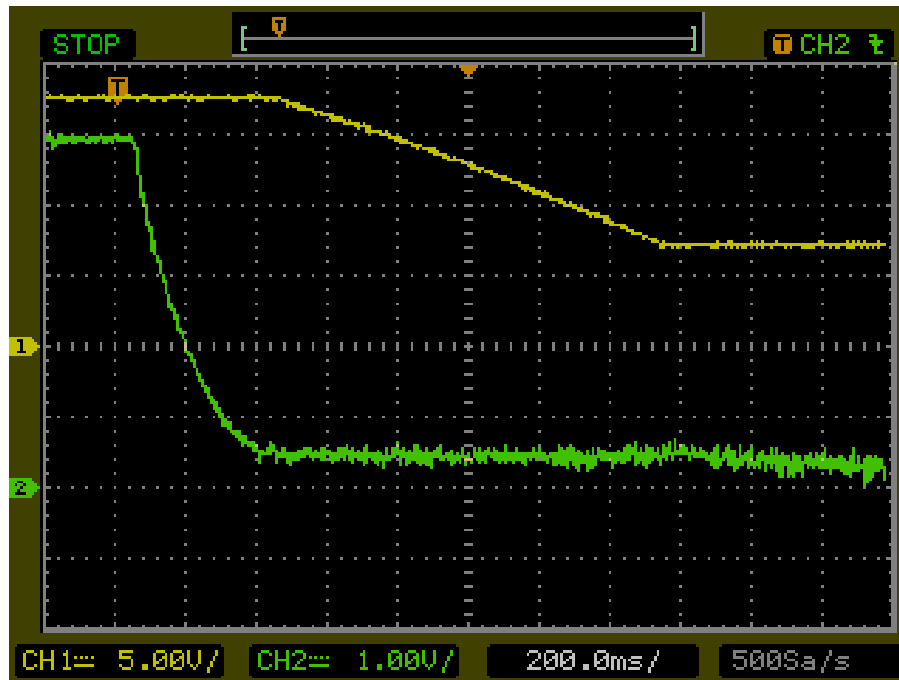
Fonte: Autor (2018)

Na curva “2”, que representa a pressão hidráulica, nota-se que ao término do curso a um aumento da pressão interna até o momento da atuação da válvula de sequência que aciona o amplificador de pressão, período este equivalente a aproximadamente 720 ms. O período para a intensificação completa da pressão foi entorno de 560 ms. O período completo, do fechamento da morsa nos 100 mm de curso, e estabilizar a pressão amplificada para garantir a força de fixação foi de aproximadamente 2,10 segundos.

#### 4.4 ENSAIO DINÂMICO DE ABERTURA DA MORSA

Na sequência foi realizado o ensaio de abertura dos 100 mm da morsa para medir o referido tempo máximo. Para isso, foi mantida a pressão pneumática em 7 bar e alterada somente a conexão do canal externo do *trigger* do osciloscópio, do solenoide Y2 para o Y1. A Figura 31 mostra o comportamento de abertura da morsa, quanto a posição em amarelo “1” e a pressão do óleo da câmara interna em verde “2” no tempo.

Figura 31 – Abertura da morsa, em amarelo a posição e em verde a pressão do óleo.



Fonte: Autor (2018)

Analisando as curvas, após o *trigger* “T” que equivale o comando de abertura da morsa, observa-se que num período entorno de 40 ms na curva (2) para a pressão começar a cair. Depois disso, a pressão hidráulica no interior da câmara cai exponencialmente num período de aproximadamente 400 ms. Na sequência, a morsa se desloca, curva “1”, durante 1,1 s com uma velocidade de aproximadamente 90,9 mm/s. O período completo, desde o instante que foi acionado o comando até a completa abertura da morsa, foi entorno de 1,54 segundos.

## 5 CONCLUSÃO

Um dos propósitos deste trabalho é o do incremento da eficiência energética de sistemas de posicionamento e fixação de peças em máquinas de fabricação automáticas. Nesse sentido, a economia de energia proporcionada pelo protótipo da morsa hidropneumática se constata, tanto pela ausência de consumo de energia pneumática, quanto pela inexistência de consumo de energia elétrica durante a etapa de fixação rígida de peças em que a eletroválvula opera em sua posição central fechada.

Além da eficiência energética, outros aspectos importantes a serem considerados são a economia e o baixo potencial de agressividade ao meio ambiente referente a apenas 270 ml de óleo necessário para operar cada atuador hidropneumático.

O resultado do ensaio de comportamento estático apresentou boa manutenção da força de aperto na situação de interrupção total da energia pneumática. Nos 8000 s iniciais dessa situação crítica de operação, foi observada uma diminuição da pressão hidráulica menor que 6% em relação a nominal de 49,2 bar. Isso equivale a uma redução de apenas 580 N na força de aperto.

Nos ensaios dinâmicos, observou-se o comportamento quanto ao tempo de resposta e a velocidade de deslocamento do atuador. Um ciclo completo de fechamento e abertura da morsa hidropneumática com pressão pneumática de 7 bar leva 3,64 s para se efetivar, sendo: 2,10 s para o fechamento e 1,54 s para a abertura dos mordentes.

Com base nos resultados dos ensaios dinâmicos é possível afirmar que o objetivo principal de desenvolver um atuador hidropneumático linear compacto com amplificação de pressão foi cumprido. Esse atuador atende distintas aplicações de fabricação como fixar peças rigidamente, executar pequenos cortes, conformar materiais, crimpagem de conectores em cabos elétricos, etc. Portanto, há nichos de mercado que poderão aproveitar os benefícios desse trabalho.

Concluindo os resultados, os objetivos do desenvolvimento do atuador hidropneumático com amplificação de pressão, seus circuitos de comando e de controle foram atingidos na sua integridade. Porém, durante as atividades de desenvolvimento e de ensaios realizados no protótipo fez com que se possa pensar em possíveis melhorias em um futuro projeto:

- a) Redimensionar a capacidade das válvulas, conexões e mangueiras no circuito de comando pneumático, possibilitando desta forma um melhor desempenho nos tempos de resposta e ganho de velocidade do atuador;
- b) A possibilidade da troca da válvula de sequência de pressão por um pressostato para ativar de forma mais rápida o acionamento da amplificação de pressão;

- c) Integrar a válvula pneumática de retenção pilotada ao cabeçote do êmbolo amplificação, desta forma evita-se possíveis vazamentos em conexões e mangueiras do circuito pneumático de amplificação;
- d) Melhorar o sistema de abastecimento de óleo para garantir um volume suplementar e, também facilitar a sangria das bolhas que eventualmente se formam junto ao óleo.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

BOLLMANN, ARNO. **Fundamentos da automação industrial pneumática.** Projetos de comandos binários eletropneumáticos. ABHP, 1996. 277 p.

BONACORSO, N. G., NOLL, V. **Automação Eletropneumática.** 11ª Edição. São Paulo: Editora Érica, 2008. 160 p., ISBN 978-85-7194-425-3.

BRACARENSE, A. Q. & ROGANA, W. G. **Fixadores e posicionadores para soldagem robotizada.** Revista Soldagem e Inspeção, Brasil, v. 6, n. 2 e 3, p. 23-26 e 9-11, Maio e Junho de 2000.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle:** Parte I e II. Florianópolis. LASHIP, 2001. Apostila.

DALL'AMICO, Renato. **Fundamentos da Pneumática I, II e III.** SMC Infotech Pneumáticos do Brasil, 2002. Apostila.

ESPOSITO, ANTHONY. Fluid power with applications. 4th Ed. Miami Univerty. Oxford, Ohio. ISBN 0-13-399890-8. Ano 1997.

EVERISING MACHINE CO. **E-catalog – Modelo S-300HB.** Nº1, Jingke 2 st Road, Nantun District, Taichung 408, Taiwan R.O.C. <<http://www.everising.com/eng/s-300hb.html>>. Acessado em Jun de 2018.

ELETOBRÁS/PROCEL e o consórcio EFFICIENTIA/FUPAI– **Eficiência energética em sistemas de Ar Comprimido** – autores: Carlos Roberto Rocha e Marco Aurélio Guimarães Monteiro \* Professores da Universidade Federal de Itajubá, 2005.

FERNANDES, Fábio. Projetos hidráulicos. Bosch Rexroth Group. Ano de 2006.

FESTO Didactic. **FluidSIM 3.6 - Fluidics Simulation Program** Ano 2004

FESTO – **Position Transducers potentiometric - Tipo TLH-POT 0225 analógico.**

<<https://www.novotechnik.com/pdfs/TLH.pdf>>. Acessado em Jul 2018.

GONZALEZ, M. Carlos. **What's the Difference between Pneumatic, Hydraulic, and Electrical Actuators?** Machine Design. <[www.machinedesign.com/datasheet-what-s-difference-between-pneumatic-hydraulic-and-electrical-actuators-pdf-download](http://www.machinedesign.com/datasheet-what-s-difference-between-pneumatic-hydraulic-and-electrical-actuators-pdf-download)> Acessado em Jul 2018.

GRULLMEIER, Arhur. Pneumo-hydraulic booster with rapd-traverse freature – Patente US 4.288.987 Set 1981. Salem, Alemanha.

HITCHCOX, Alan. **Have you considered Air over oil circuits?** Pneumatic & hydraulic magazine <<https://www.hydraulicspneumatics.com>> Acessado em Jul 2018.

HYDAC INTERNATIONAL. **Pressure Switch EDS 3400 – VDMA.** <<https://www.hydac.com.br>> acessado em Jul 2018.

JESUS, S. N. P. **Controlador de posição linear hidropneumático** – Tese de doutorado. EPUSP – São Paulo, 2008.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos** – 3ª Edição. Florianópolis: Editora da UFSC, 2008. 399 p. ISBN 978-85-328-0398-6.

MAIL, Jacob. **Hydro-pneumatic lifting systemand method.** Patente US 2014/0014318 A1. Jan. 2014. Northridge, CA (US)

MALINA, Viktor. **Hydra-pneumatic pressure transformer.** Patente US005377488A. Jan. 1995. Kisslegg, Germany.

NR-12 – **Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos.** Publicação D.O.U. Portaria MTb n.º 3.214, de 08 de junho de 1978.

SCULLY, Leach. **Compact Hybrid Actuation System Targets Renewable-Energy Designs.** Pneumatic & hydraulic magazine <<https://www.hydraulicspneumatics.com>> Acessado em Jul 2018.

SHTEYNBERG, M. Y., **New hybrid actuator: pneumatic power, hydraulic control.** Pneumatic & hydraulic magazine <<https://www.hydraulicspneumatics.com>> Acessado em Jul 2018.

STARRETT COMPANY. **Simulador Powercalc versão Online.** <[www.starrett.com.br/powercalc](http://www.starrett.com.br/powercalc)>. Acesso em Set de 2018.

STEWART, HARRY L. **Pneumática & hidráulica.** Tradução de Vidal, L. R. G., 3ª edição, Editora Hemus. 2002. 481p.

TRINKEL, EDGAR. **Fluid power basics.** Um compêndio de artigos tutoriais de uma versão inicial de e\_BOOK de hydraulics e pneumatics. Editora Hydraulics & Pneumatics. <<https://www.hydraulicspneumatics.com>>. Acessado em Jul de 2018

SAGGIN, Adagir. **Dispositivo hidropneumático tendo dispositivo auxiliar amplificador de pressão final.** Patente Nº PI0803928-3 A2. Publicação Jun 2010.

THORUP, James A. **Dual-action pneumo-hydraulic crimping apparatus** - Patente US 5.381686 Jan 1995. Califórnia, EUA.

TILLAART, m., GIAMPUZZI, P. **Two-stage double acting hydraulic cylinder assembly and use thereof in apparatus for digging and transplating trees.** Patente US 2009/0308243 A1. Dez. 2009. Brougham CA (US).

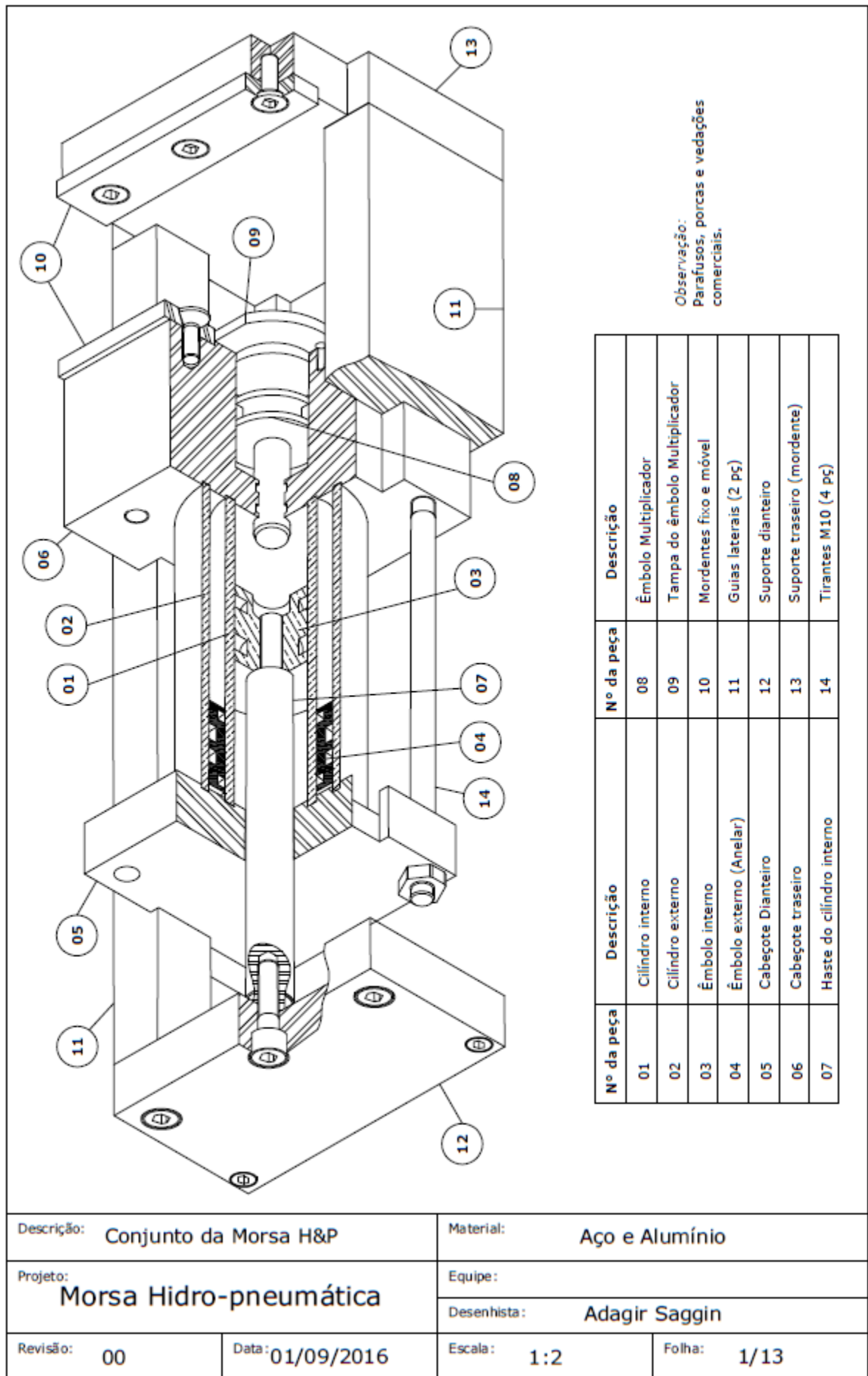
RAPP, Eugen. **Druckübersetzer hydropneumatischer Antrieb.** Patente EP 0 023 030 A1. Jan 1981. Max-Reger-Strasse 4 D-7981 Berg (DE).

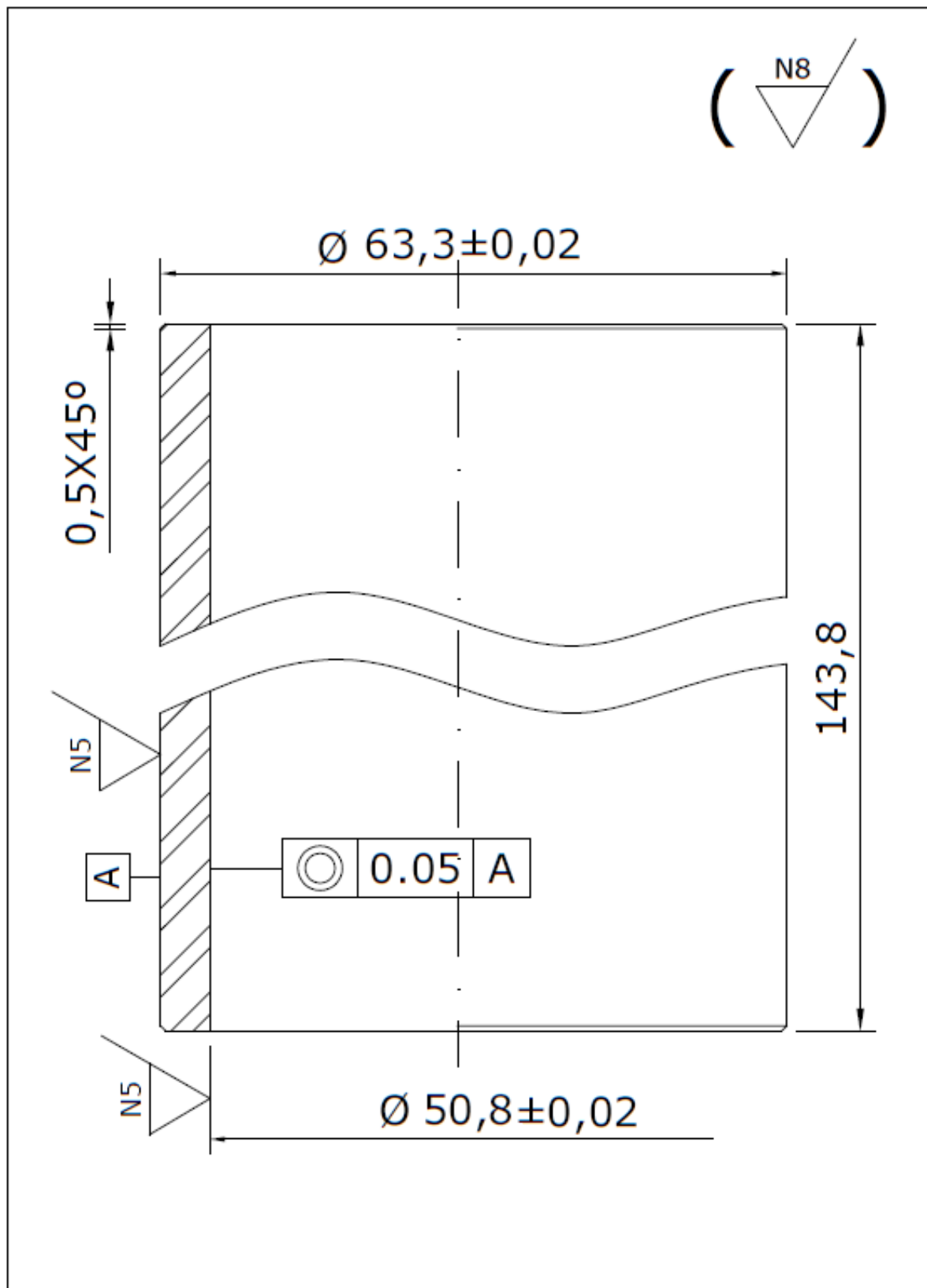
WANG, B., SHEN, Y., WANG, C. **Electric quick bench clamp.** Patente CN2023-88398U. Jul 2012. Universidade Anhui de Ciência e Tecnologia Grant (CN)



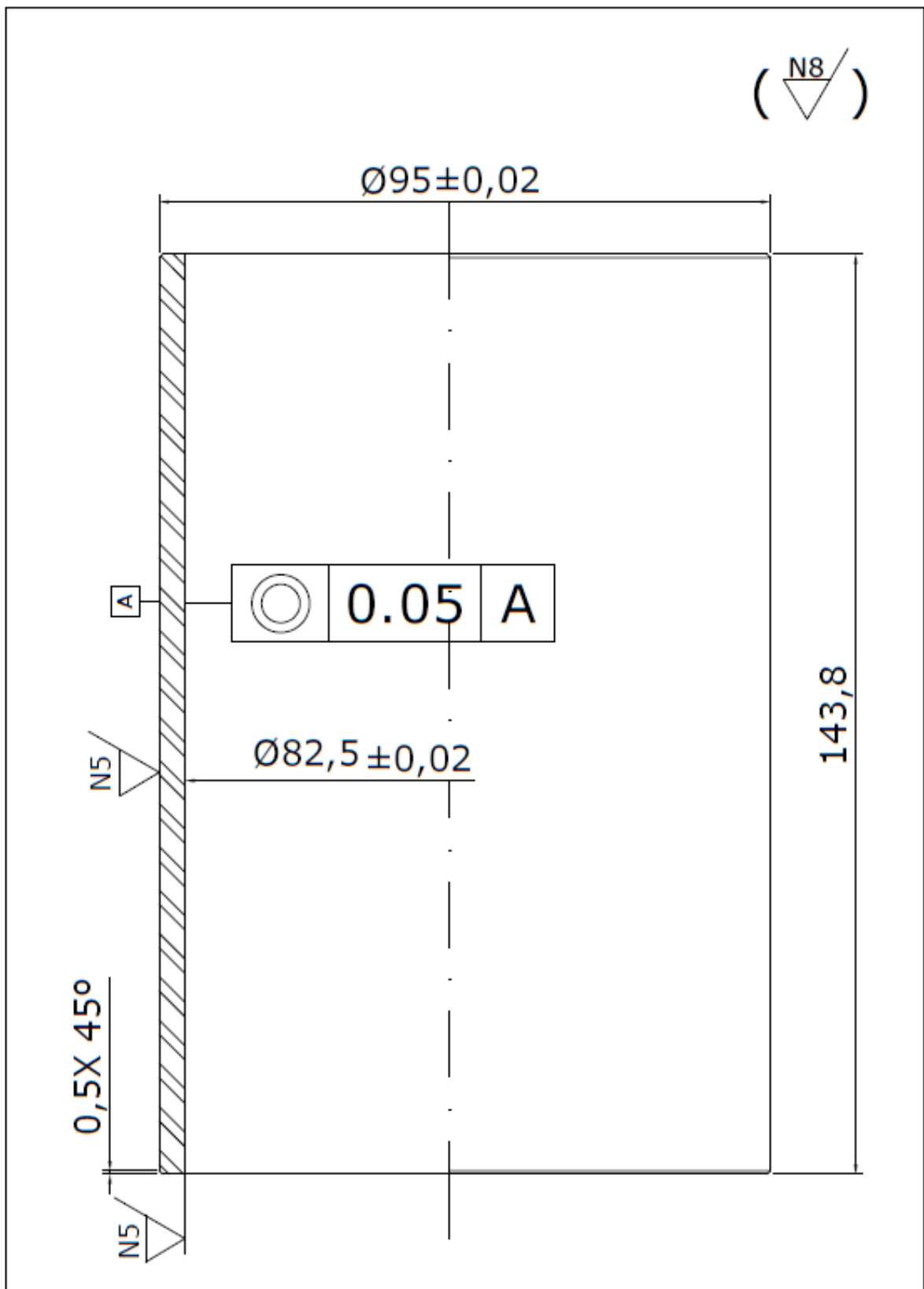
## **APÊNDICE A**

### **DESENHOS TÉCNICOS PARA FABRICAÇÃO DO ATUADOR HIDROPNEUMÁTICO**

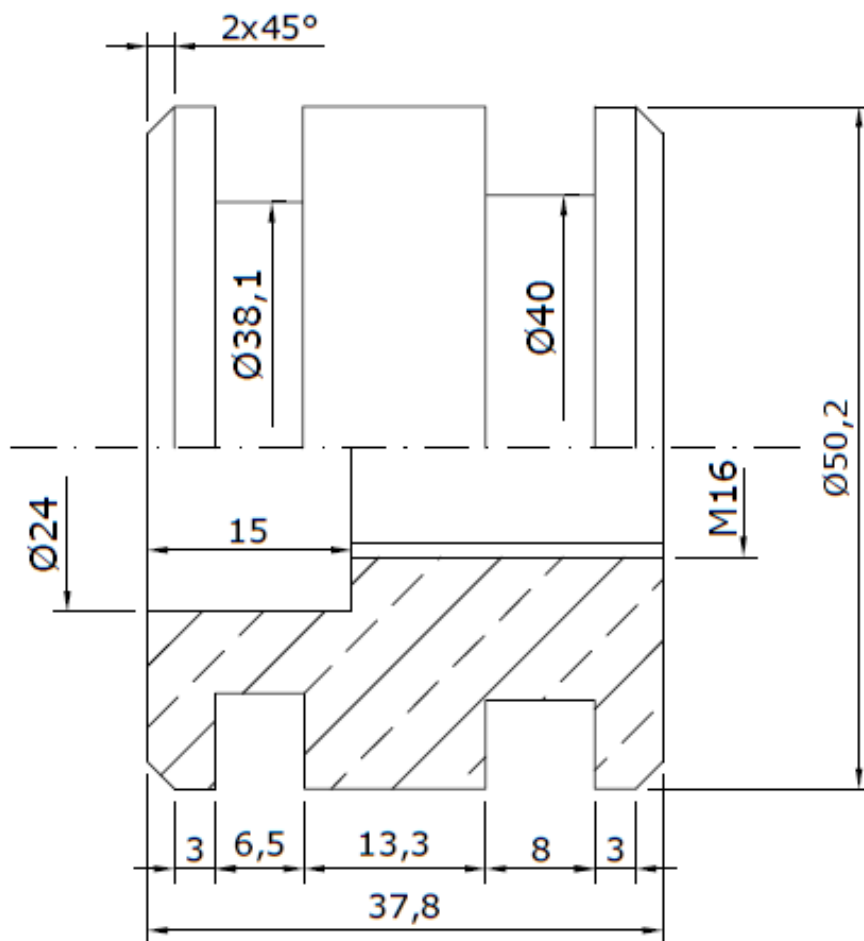
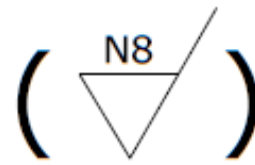




Descrição: Cilindro interno		Material: Tubo de Aço De=63,5 Di=50,8 L= 150mm	
Projeto: Morsa Hidropneumática		Equipe:	
		Desenhista: Adagir Saggin	
Revisão: 00	Data: 01/09/2016	Escala: 1:2	Folha: 2/13

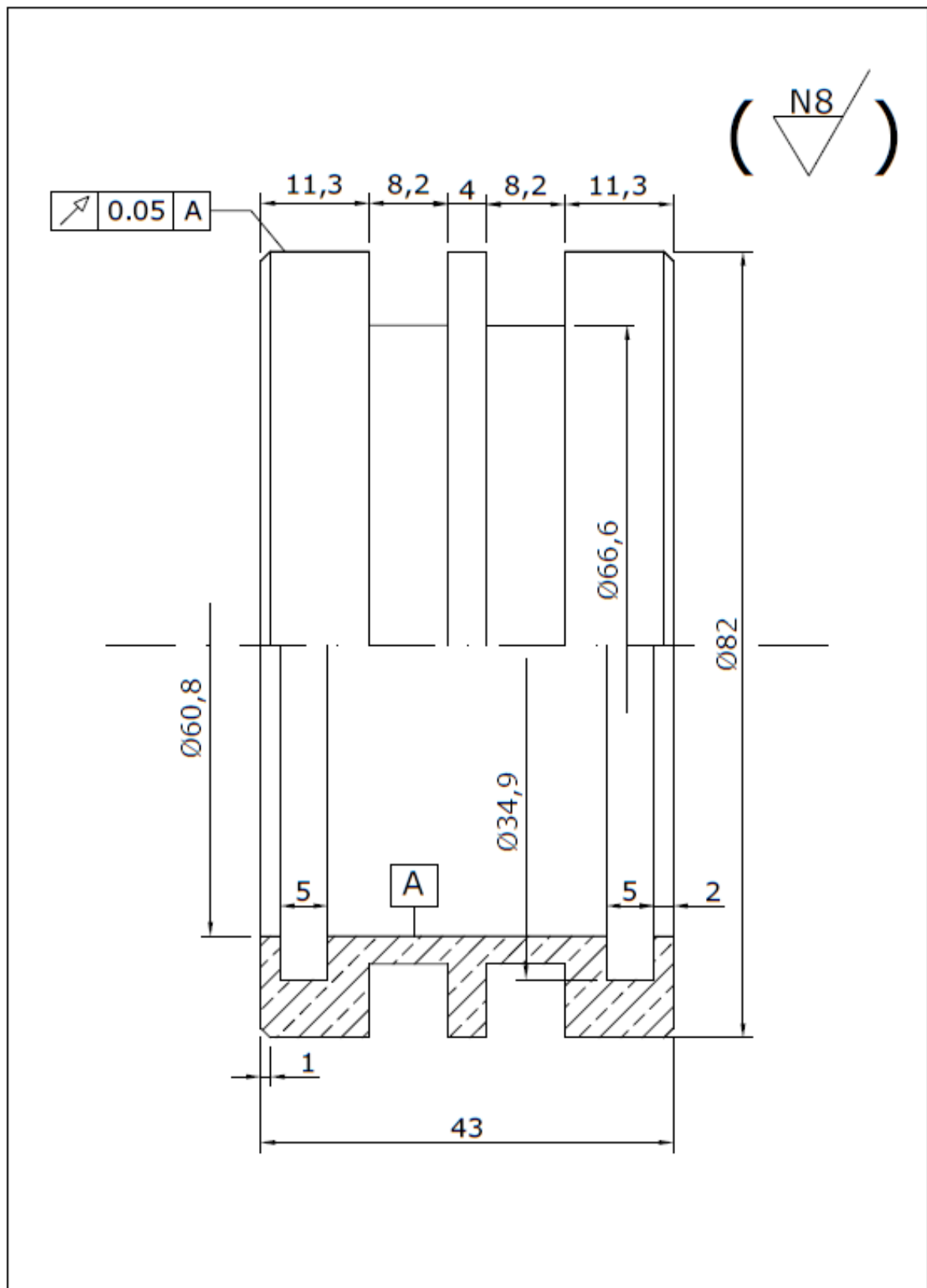


Descrição: Cilindro externo		Material: Tubo de Aço: De=95 e Di=82,5 x150mm	
Projeto: Morsa Hidropneumática		Equipe:	
		Desenhista: Adagir Saggin	
Revisão: 00	Data: 01/09/2016	Escala: 1:1,25	Folha: 3/13

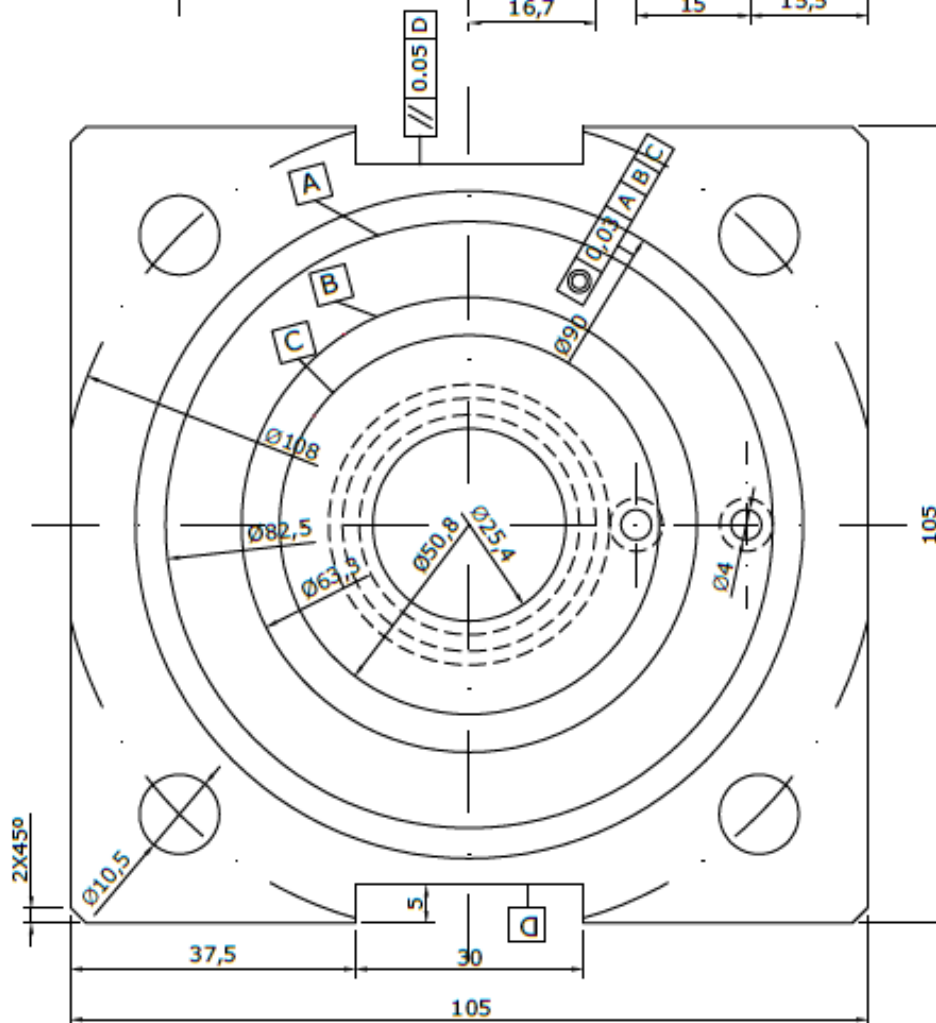
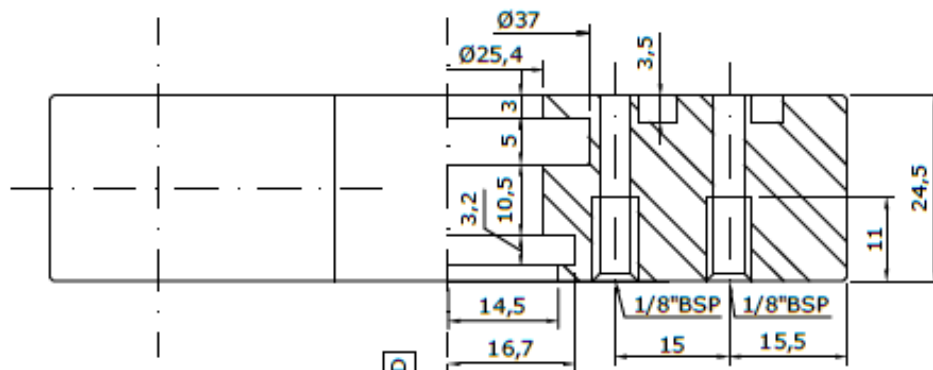


Tolerância geral:  $\pm 0,1$

Descrição: Êmbolo interno		Material: Alumínio - De 50,8 x 50mm	
Projeto: Morsa Hidropneumática		Equipe:	
		Desenhista: Adagir Saggin	
Revisão: 00	Data: 01/09/2016	Escala: 2:1	Folha: 4/13

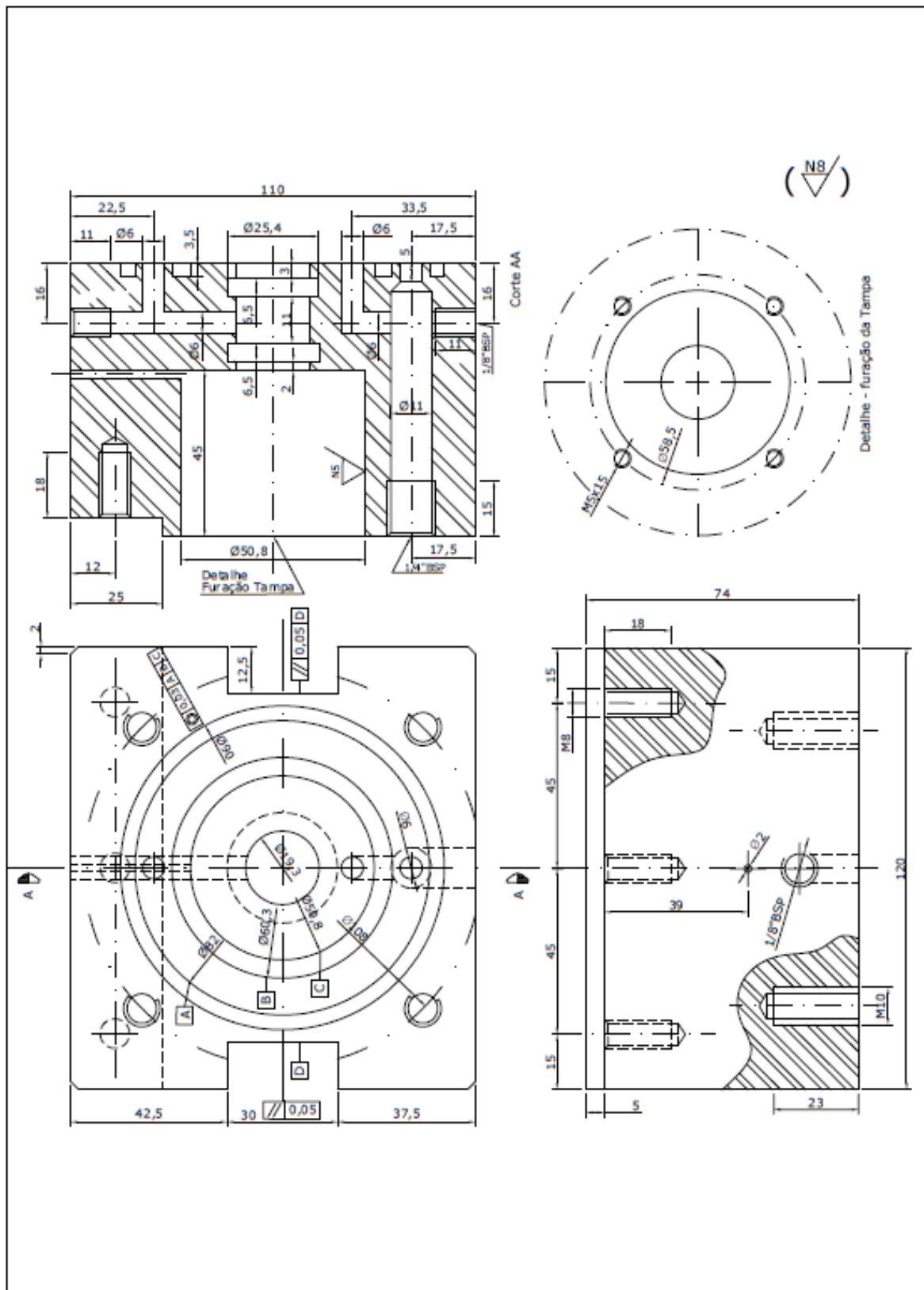


Descrição:	Êmbolo Anelar	Material:	Alumínio - De 85 x 50mm
Projeto:	Morsa Hidropneumática	Equipe:	
Revisão:	00	Desenhista:	Adagir Saggin
Data:	01/09/2016	Escala:	2:1
		Folha:	5/13



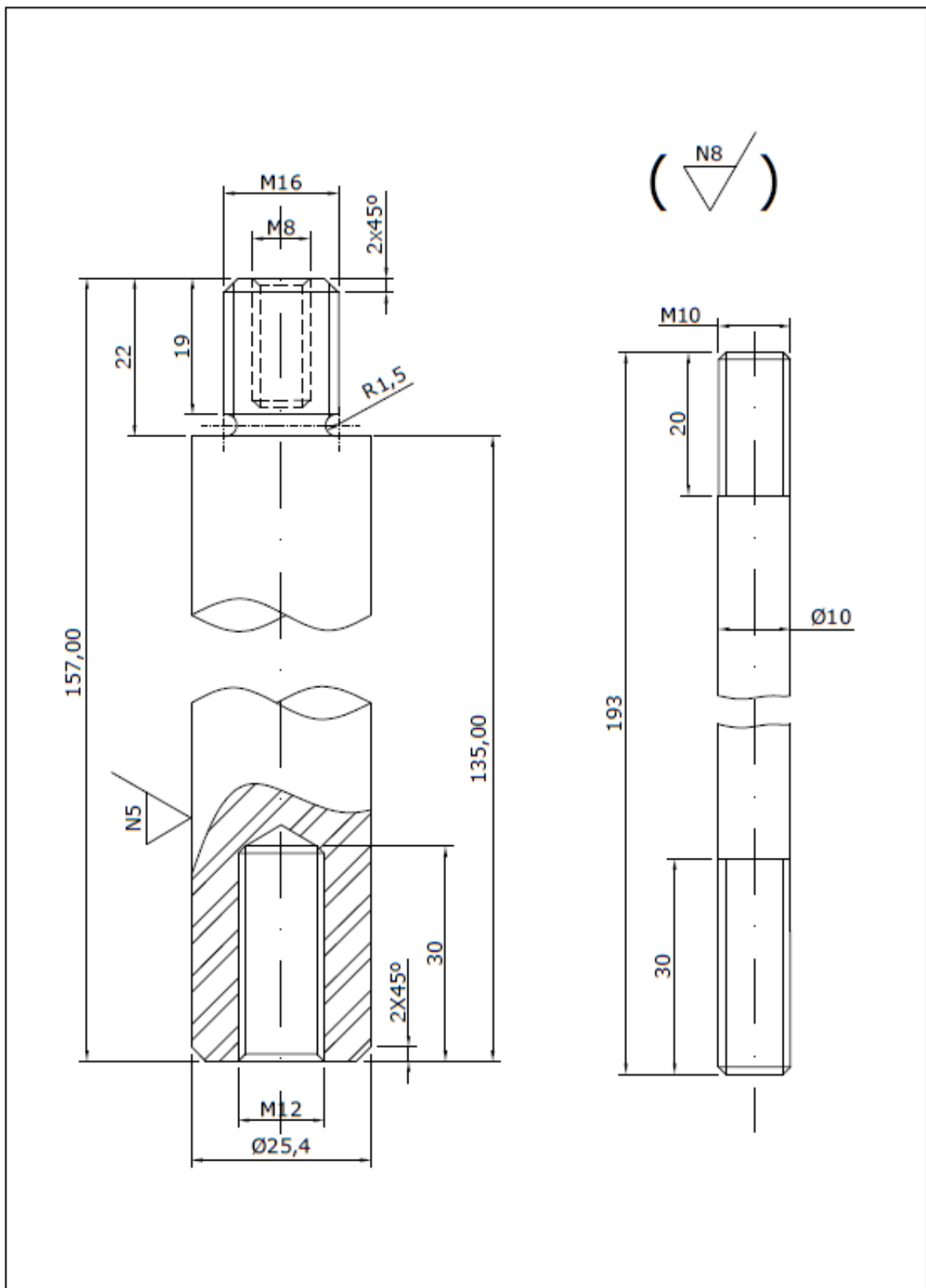
Tolerância geral  $\pm 0,1\text{mm}$

Descrição: <b>Cabeçote Dianteiro</b>		Material: <b>Aço 1020 - 110x110x25,4</b>	
Projeto: <b>Morsa Hidropneumática</b>		Equipe:	
		Desenhista: <b>Adagir Saggin</b>	
Revisão: <b>00</b>	Data: <b>01/09/2016</b>	Escala: <b>1:1,25</b>	Folha: <b>6/13</b>

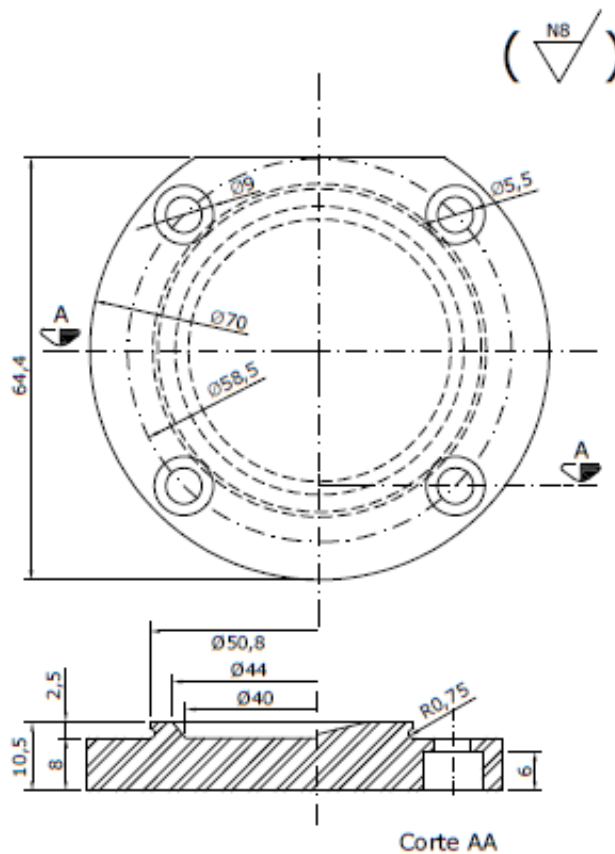
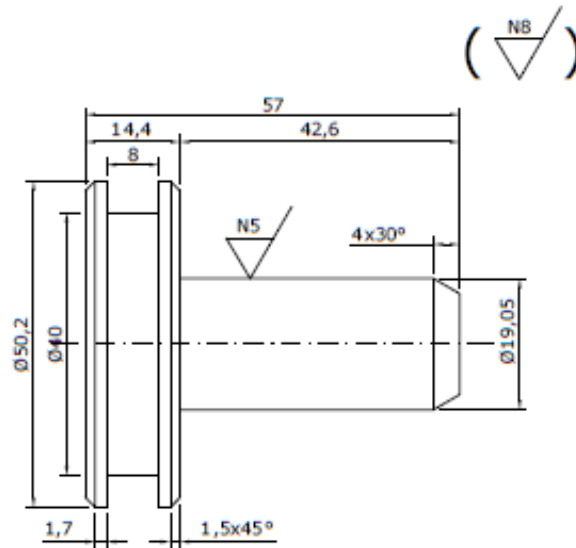


Descrição: <b>Cabeçote Dianteiro</b>		Material: <b>Aço 1020 - 110x110x76,5mm</b>	
Projeto: <b>Morsa Hidropneumática</b>		Equipe:	
		Desenhista: <b>Adagir Saggin</b>	
Revisão: <b>00</b>	Data: <b>01/09/2016</b>	Escala: <b>1:1,5</b>	Folha: <b>7/13</b>

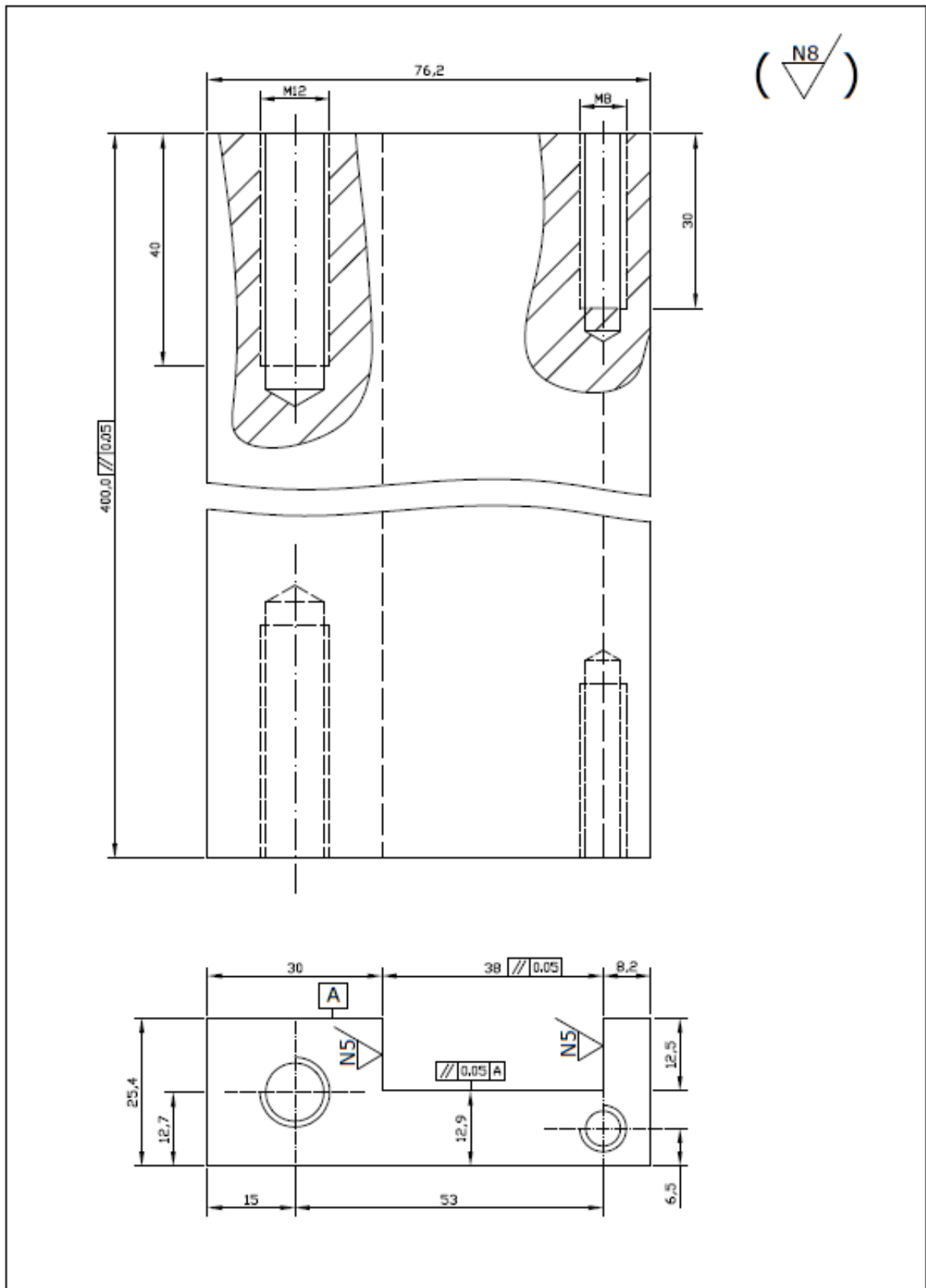




Descrição: Haste cilindro e Tirantes		Material: Aço 1020 Ø 25,4 e Ø10	
Projeto: Morsa Hidropneumática		Equipe:	
		Desenhista: Adagir Saggin	
Revisão: 00	Data: 01/09/2016	Escala: 1:1,25	Folha: 8/13

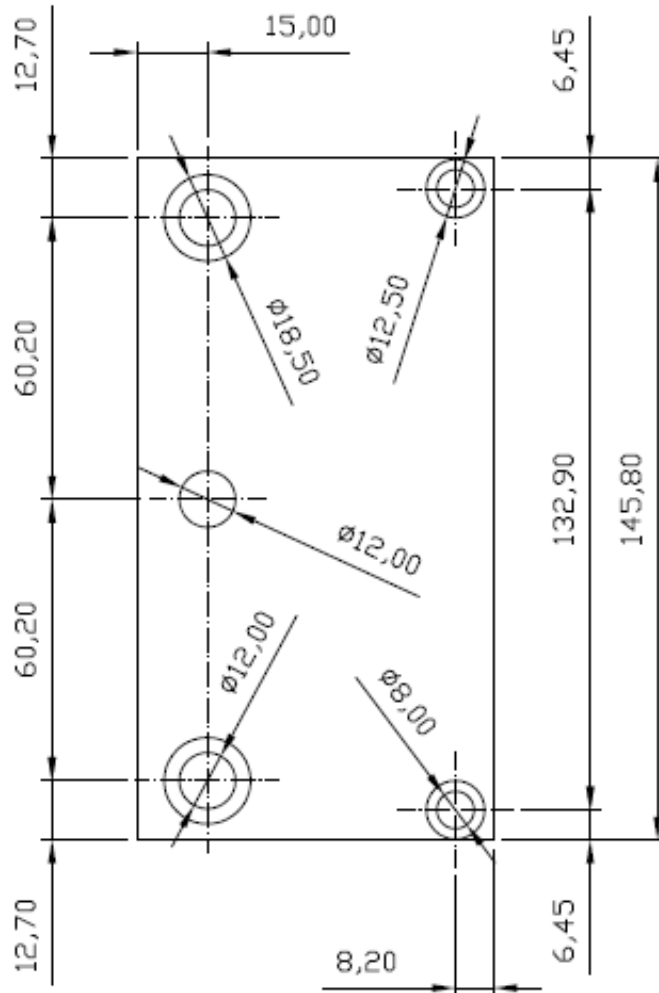
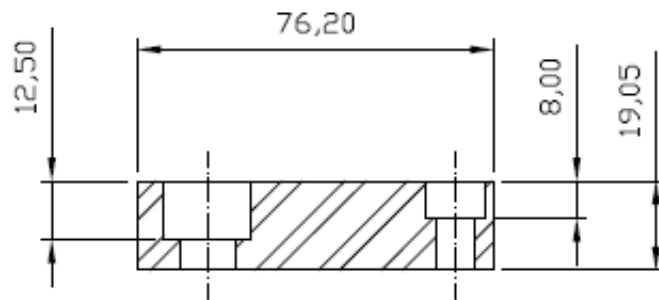


Descrição: <b>Embolo multiplicador e Tampa</b>		Material: <b>Alumínio Ø50,8 e Aço 1020 Ø 75mm</b>	
Projeto: <b>Morsa Hidropneumática</b>		Equipe:	
		Desenhista: <b>Adagir Saggin</b>	
Revisão: <b>00</b>	Data: <b>01/C /2016</b>	Escala: <b>1:1</b>	Folha: <b>9/13</b>

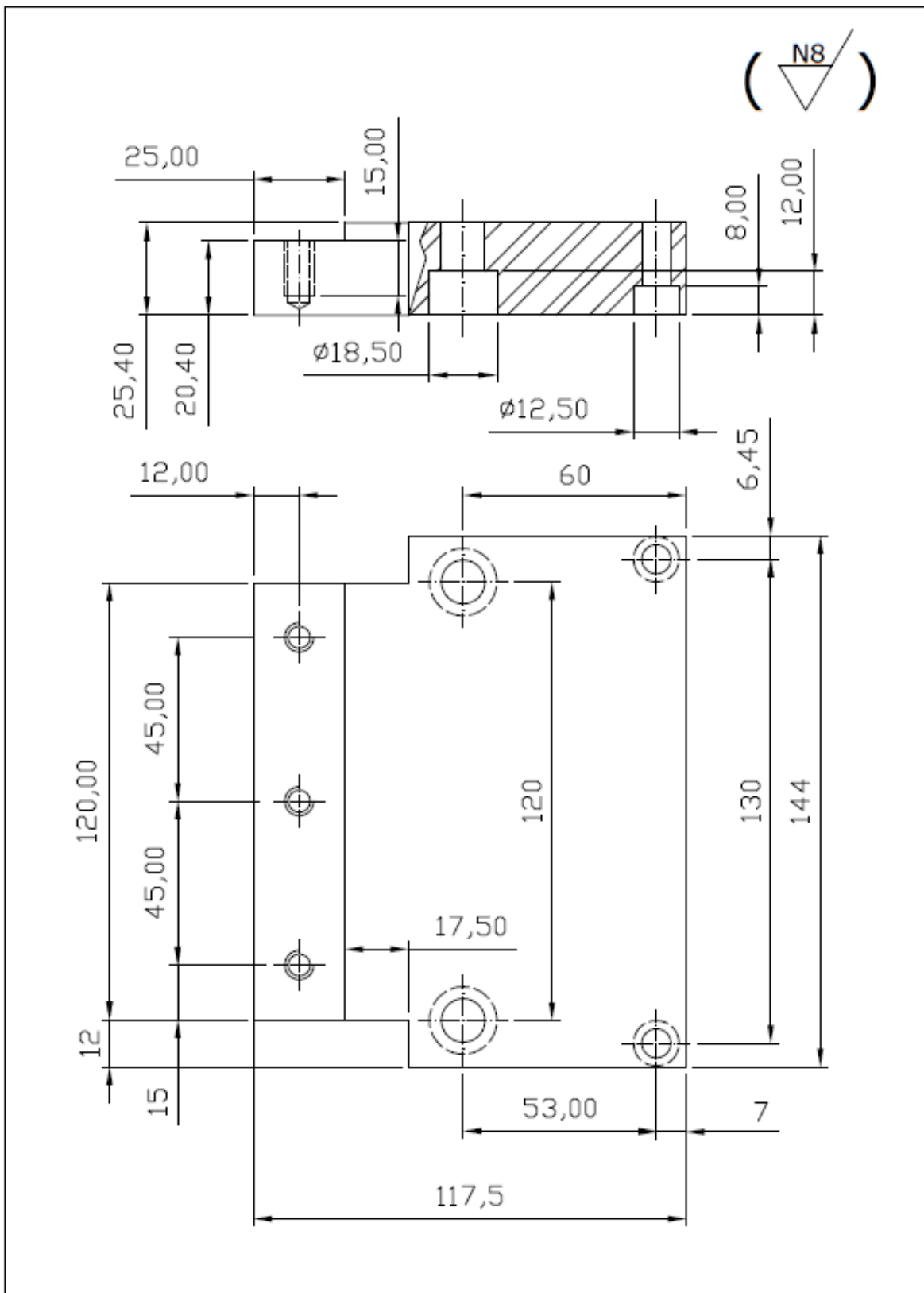


Descrição: Guias laterais (2 pç)		Material: Aço 1020 - 405x800x25,4	
Projeto: Morsa Hidropneumática		Equipe:	
		Desenhista: Adagir Saggin	
Revisão: 00	Data: 01/09/2016	Escala: 1:1,25	Folha: 10/13

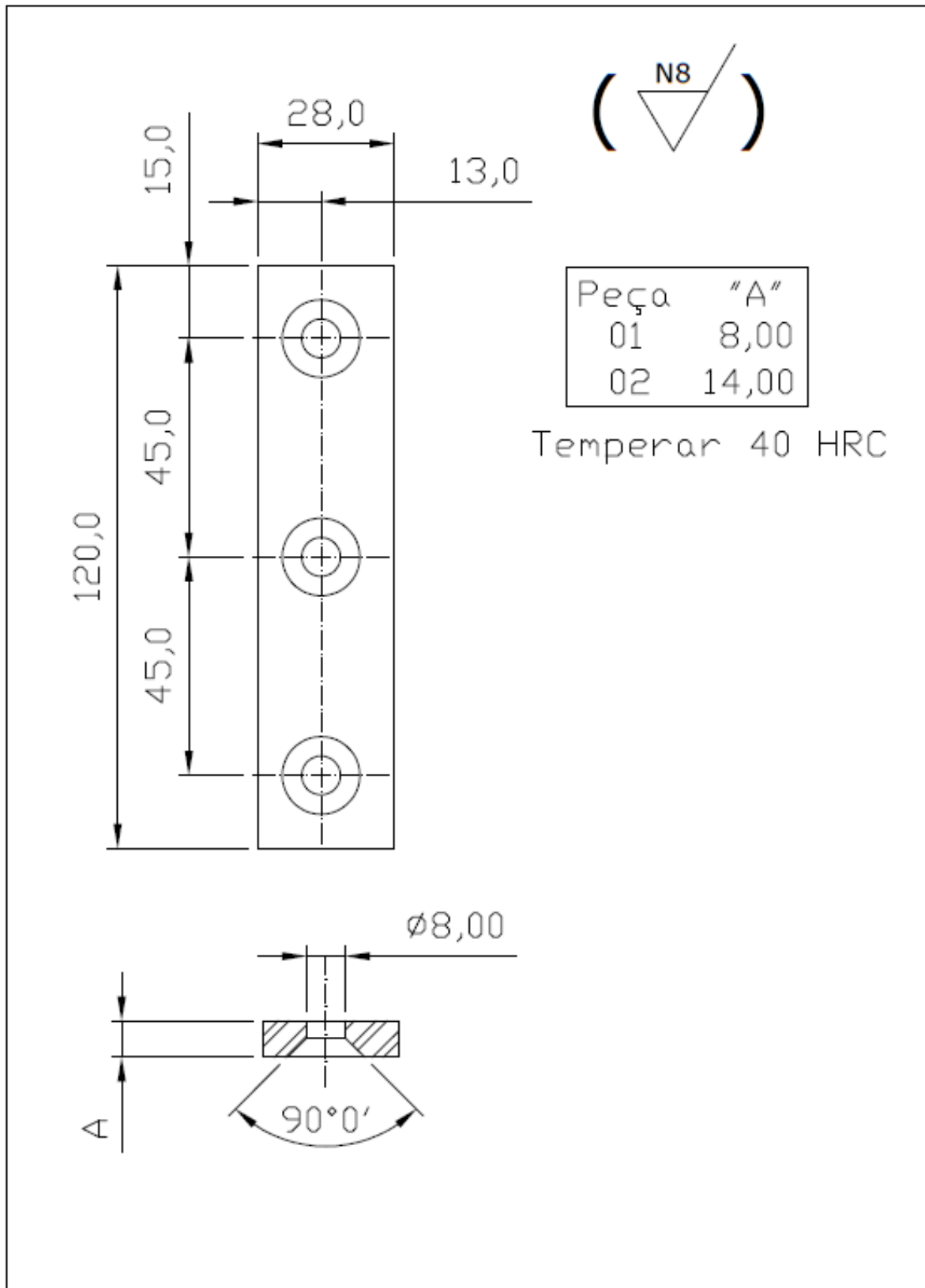
( N8 / )



Descrição:	Suporte dianteiro	Material:	Aço 1020 - 150x80x19,5
Projeto:	Morsa Hidropneumática	Equipe:	
Revisão:	00	Desenhista:	Adagir Saggin
Data:	01/09/2016	Escala:	1:1,25
		Folha:	11/13



Descrição: Suporte traseiro		Material: Aço 1020 - 150x120x25,4	
Projeto: Morsa Hidropneumática		Equipe:	
		Desenhista: Adagir Saggin	
Revisão: 00	Data: 01/09/2016	Escala: 1:1,25	Folha: 12/13



Descrição: <b>Mordentes</b>	Material: <b>Aço ABNT 1045 - 2 peças</b>
Projeto: <b>Morsa Hidropneumática</b>	Equipe:
	Desenhista: <b>Adagir Saggin</b>
Revisão: <b>00</b>	Data: <b>01/09/2016</b>
Escala: <b>1:1,5</b>	Folha: <b>13/13</b>

## APÊNDICE B

### LISTA DE MATERIAIS PARA A MORSA HIDROPNEUMÁTICA

ITEM	DESCRIÇÃO	QT
01	Tubo sem costura TCP- 3.1/4" Ø nominal de 3.1/4" (82,55) com Øext de 90,00mm e Øint 82,55 mm e comprimento 150 mm	01
02	Tubo sem costura TCH_G 2" Ø nominal de 2" com Øext de 63,5mm e Øint 50,8 mm comprimento 150 mm.	01
03	Tarugo de Alumínio - Ø 50,8 mm x 55 mm (Embolo interno)	01
04	Vedação da haste – Gaxeta código AN045 – 1" – 1.3/8 e 3/16 (Alt e Seção transv)- Cabeçote dianteiro pneumática. Medidas 25,4 mm x 34,925 mm x 4,7625 mm (Alt e Seção transv)	01
05	Vedação de embolo externo – Gaxeta código AN115 – 2. 3/8" x 2. 3/4" x 3/16" (Alt e Seção transv) – Sobre cilindro interno. Medidas 69,85 mm x 60,325 mm x 4,76 mm (Alt e Seção transv)	02
06	Tarugo de Alumínio - 85 mm x 60 mm (Embolo externo)	01
07	Tarugo de Alumínio - Ø 50,8 mm x 75 mm (Pistão amplificador)	01
08	Bloco de Aço 1020 115 mm x 125 mm x 76,2 mm (Cab. Traseiro )	01
09	Chapa de Aço 1020 115 mm x 115 mm x 25,4 mm (Cab. dianteiro)	01
10	Aço trefilado 1045 Ø 25,4 mm x 200 mm (Haste, possibilidade de cromagem)	01
11	Aço 1020 Ø 76,2 mm 15 mm (Tampa do amplificador)	01
12	Tirantes de aço - M10 x 200 mm	04
13	Porca sextavada com auto travamento M10	04
14	Parafuso allen M5 x 20 mm (Tampa do amplificador)	06
15	Parafuso allen M12 x 40 mm (Haste e suportes)	05
16	Parafuso allen M8 x 20 mm (Mordentes e suportes )	12
17	Vedação de embolo externo – Gaxeta código AN025 – Di = 66,6 mm x De = 82,4 mm x 7,9 mm (Alt e Transv).	02
18	Vedação da haste multiplicador – Gaxeta código 12500750-250B 3/4" x 1" 1/4" (alt) x 1/8"(Transv) - lado hidráulica. Medidas 19,05 mm x 25,4 mm x 6,35 mm (Alt) x 3,175mm (transv)	02
19	Vedação de embolo interno – Gaxeta código 25001500 – 2" – 1. 1/2" e 1/4 - lado hidráulica. Medidas 50,8 mm x 38,1 mm x 6,35 mm (Alt e Seção transv)	01
20	Vedação de embolo interno – Gaxeta código AN002 – Di = 40 mm x De = 50,8 mm x 5,4 mm (Transv) x 7,6 mm (alt)- lado Pneumática e Êmbolo Multiplicador.	02
21	Gaxeta Raspadora -Código NA055 - 25,4 mm x 31,4 mm x 2,9 mm (alt) 28,3 mm (diâmetro do encaixe) cabeçote dianteiro.	01
22	Conexão pneumática reta 1/8" BSP tubo PUN 4 x 6 mm	08

ITEM	DESCRIÇÃO	QT
23	Anel O'Ring - <b>2-136</b> DI = 50,47 mm W =2,68 mm Tol = 0,43mm Cilindro interno.	02
24	Anel O'Ring - <b>2-152</b> DI = 82,22 mm W =2,68 mm Tol = 0,61mm Cilindro externo.	02
25	Anel O'Ring - <b>2-033</b> DI = 50,52 mm W = 1,78 mm Tol = 0,46mm Tampa Cilindro amplificador.	02
26	Anel O'Ring - <b>2-114</b> DI = 15,54 mm W = 2,68 mm Tol = 0,23 mm Tampa Cilindro amplificador.	02
27	Tampão macho de 1/8" BSP	03
28	Tampão macho de 1/4" BSP	03
29	Regulador de pressão de 1/8" BSP (pressão de alimentação e outra para ajustar força de aperto)	02
30	Válvula direcional 5/3 vias, CF, acionada por duplo solenoide 24 Vcc, Com conexão de 1/8" BSP	01
31	Válvula de sequência de pressão, 3/2 vias, comando por pressão direta	01
32	Válvula direcional 3/2 vias, NF, simples solenoide 24 Vcc. Se o comando for por pressostato	01
33	Válvula reguladora de fluxo unidirecional para linha, conexão 1/8" BSP pressão até 10 bar.	02
34	Pressostato com contato reversível, range de 0 a 10 bar.	01
35	Modulo lógico programável 6 entradas e 4 saídas (Logo!) com alimentação de 220 V/60 Hz e Fonte de 24 Vcc	01