

READEQUAÇÃO DE UMA UNIDADE HIDRÁULICA: adaptação do sistema direcional e alívio para um pistão de simples ação com retorno por mola

João Igor Gomes de Sena¹, Antonio Carlos Rodrigues², Adriana Gisele Leite Carvalho³, Luciano Barbosa⁴

RESUMO

O avanço progressivo da tecnologia e inovação tem sido alvo das grandes indústrias nas últimas décadas, mas para que cada processo fabril tenha velocidade, acabamento e praticidade é necessário muitas das vezes de equipamentos de rápido acionamento como em sistemas pneumáticos, ou sistemas que optam por grandes esforços em uma pequena área de secção, como é o caso de sistemas hidráulicos. O presente trabalho viabiliza uma readequação de uma unidade hidráulica que apresenta falha no acionamento de um cilindro de simples ação com retorno por mola, porém algumas resistências interferem para que não ocorra seu retorno. Sendo assim o objetivo é a readequação do sistema para realizar o retorno do cilindro. Alguns conceitos foram atribuídos para identificar o motivo de falha no sistema, como análise de perda de carga, resistência do fluido, diagrama hidráulico, pressão, vazão e redimensionamento. A metodologia utilizada trata-se de medições em campo, bibliografias físicas e virtuais, e pesquisa experimental, e os resultados notaram falhas que podem ocorrer devido a não revisão do projeto antes do envio, principalmente quando envolve as resistências e pressão interna que o fluido gera; sendo assim foi necessário a substituição do sistema bloco-válvula para que ocorresse a diminuição das resistências internas que impediam o retorno do cilindro hidráulico.

Palavras-chave: manutenção; hidráulica; diagrama; Dimensionamento.

RECONDITIONING OF A HYDRAULIC UNIT: adaptation of the steering and relief system for a single-acting piston with spring return

ABSTRACT

The progressive advancement of technology and innovation has been a target for large industries in recent decades, but for each manufacturing process to have speed, finish, and practicality, it is often necessary to use fast-acting equipment, such as in pneumatic systems, or systems that opt for high forces in a small cross-sectional area, as is the case with hydraulic systems. This work enables the readjustment of a hydraulic unit that presents a failure in the actuation of a single-acting cylinder with spring return; however, some resistances interfere, preventing its return. Therefore, the objective is to readjust the system to perform the cylinder's return. Several concepts were applied to identify the reason for the system failure, such as pressure drop analysis, fluid resistance, hydraulic diagram, pressure, flow rate, and resizing. The methodology used involves field measurements, physical and virtual bibliographies, and experimental research. The results showed failures that can occur due to the lack of project review before submission, especially when it involves the resistances and internal pressure generated by the fluid. Therefore, it was necessary to replace the valve block system in order to reduce the internal resistance that was preventing the hydraulic cylinder from returning to its normal position.

Keywords: Maintenance; Hydraulics; Diagram; Dimensioning.

1 INTRODUÇÃO

A hidráulica industrial é amplamente utilizada na transmissão de energia quando se requerem grandes esforços em áreas reduzidas (Palmieri, 1994), o que fundamenta a necessidade de readequação de um sistema com falha no

retorno de um pistão. A análise de falhas em sistemas mecânicos é essencial para garantir confiabilidade e eficiência, especialmente em um equipamento pertencente a uma empresa de grande porte do setor coureiro, cuja manutenção é realizada por empresa de pequeno porte. O problema envolve uma unidade hidráulica com atuador de simples ação e retorno por mola, que não apresenta força suficiente para o retorno adequado, possivelmente devido à fadiga da mola ou a resistências internas. Controlado por válvula direcional de centro H, o sistema exige conhecimentos em mecânica dos fluidos, sistemas hidráulicos e elementos de máquinas. As resistências internas comprometem o desempenho, tornando necessária a readequação para restabelecer condições ideais de operação. Serão realizadas inspeções, testes em bancada, verificação dos componentes e análise quantitativa do dimensionamento, considerando pressão, vazão, diâmetro da tubulação, número de Reynolds, tipo de escoamento, velocidade, perdas de carga, fator de fricção e viabilidade técnica.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

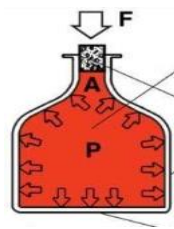
2.1 Histórico da hidráulica industrial

Para Palmieri (1994), a mecânica industrial envolve três formas de transmissão de potência: mecânica, elétrica e fluídica, enquanto Fialho (2011) define hidráulica como a área que estuda o transporte e controle dos fluidos quanto a vazão, pressão, temperatura e viscosidade. Palmieri (1994) ressalta que a hidráulica sob pressão iniciou-se com Joseph Bramah (1795), evoluiu com Armstrong (1850) e, em 1900, com a bomba de pistões axiais nos EUA, permitindo o uso de óleo mineral. Segundo Linsingen (2001), os sistemas hidráulicos abrangem da mineração à indústria aeroespacial e, atualmente, sustentam processos automatizados que exigem elevada força, reforçando seu valor estratégico em eficiência e produção.

2.2 Conceitos fundamentais

Fialho (2011) e Palmieri (1994) destacam que Blaise Pascal contribuiu para a hidráulica ao demonstrar que a pressão aplicada em um ponto de um fluido confinado se transmite integralmente a todos os demais pontos. Assim, quando um líquido é pressionado em determinada área, todo o sistema é igualmente pressurizado. Dessa forma, os componentes de um sistema hidráulico devem ser corretamente dimensionados para evitar falhas, vazamentos ou até explosões, especialmente sob altas pressões.

Figura 1 – Conceitos básicos da Lei de Pascal



Fonte: Parker (2016).

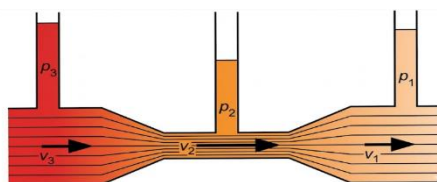
A hidráulica é uma ciência que depende do conhecimento básico de alguns princípios mecânicos e físicos, como é o caso de cálculos relacionados a pressão, força e área (equação 1): $F = P \cdot A$ (1)

Onde: F é a força (Kgf), P é a pressão (Kg/cm²) e A é a área (cm²).

A fórmula pode ser proporcional para o cálculo não só de força, mas também para pressão e área em que o sistema atuará.

Segundo Palmieri (1994) enunciou que “A soma da pressão e energia cinética, nos vários pontos de um sistema, é constante, para uma vazão constante [...] quanto mais aumentarmos a velocidade do fluido, mais diminuiremos sua pressão”.

Figura 2 – Princípio de Bernoulli



Fonte: Automation ([s.d])

Moreira (2012) diz que a velocidade de deslocamento do cilindro hidráulico é proporcional com a vazão da bomba, dependendo de suas respectivas dimensões internas. A vazão pode ter em sua unidade de medida, três diferentes formas, uma é em litros por minuto (lpm), galões por minutos (g.p) ou m³/seg (equação 2):

$$Q = \frac{Vol}{t} = \frac{deslocamento \bullet rpm}{1000}$$

onde: Q é a vazão (m³/s), V é o volume (m³) e t é o tempo (s).

O Quadro 1 indica as velocidades de escoamento recomendadas por Palmieri (1994 apud Albarus, 1994).

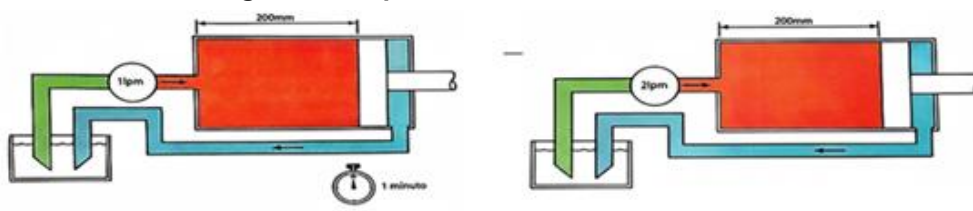
Quadro 1 – Velocidades de escoamento recomendadas

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidade (cm/s)
	20	50	100	>200	
Pressão	300	400	500	600	
Retorno	300				
Sucção;	100				

Fonte: Fialho (2011)

Sendo assim compreendemos que a velocidade em que o atuador trabalha está diretamente relacionada a velocidade do fluxo do óleo, para que em seu curso o acionamento possa ser mais rápido ou mais lento (Moreira, 2012).

Figura 3 – Explicação entre vazão e velocidade



Fonte: Automation ([s.d])

Conforme a Figura 3, o cilindro superior avança em 1 minuto por estar submetido a vazão de 1 L/min, enquanto o cilindro inferior, com vazão dobrada, apresenta velocidade de trabalho correspondente à metade do primeiro. A vazão e a velocidade são fatores determinantes para a produção industrial, pois maior velocidade implica maior produtividade. Contudo, há limites de escoamento que devem ser respeitados para evitar danos ao sistema hidráulico.

Os fluidos tendem a escoar pelo caminho de menor resistência em um sistema hidráulico (Palmieri, 1994). O funcionamento ocorre em fases de sucção, pressão e retorno ao tanque. O correto dimensionamento exige a análise da pressão, vazão e velocidade, bem como o cálculo do número de Reynolds — obtido pela razão entre velocidade vezes diâmetro interno e viscosidade cinemática — para determinar se o escoamento é laminar, indeterminado ou turbulento (Palmieri, 1994).

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (3)$$

Onde R é o número de Reynolds, D é o Diâmetro interno da tubulação (cm), V é a velocidade do fluido (cm/s) e ν é a viscosidade do fluido (cm²/s).

O Quadro 2 menciona as características do escoamento do fluido, podendo ser laminar, indeterminado ou turbulento.

Quadro 2 – Tipos de escoamento

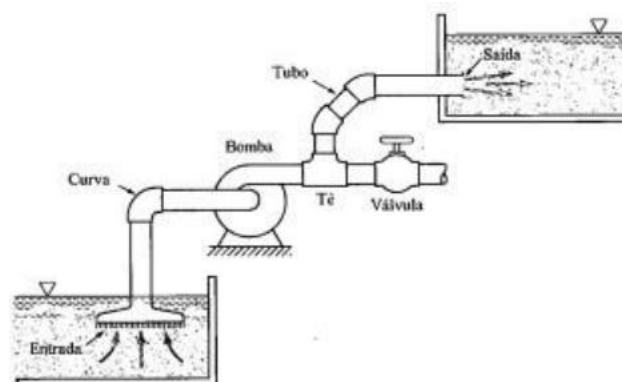
Limites de Escoamento	
Escoamento Laminar	$Re \leq 2000$
Escoamento indeterminado	$2000 < Re < 2300$
Escoamento turbulento	$Re \geq 2300$

Fonte: Adaptado de Fialho (2011).

Os escoamentos em condutos fechados como tubos, válvulas, e componentes onde são avaliadas as características de escoamento são comuns

na engenharia (Munson; Young; Okiishi, 2004). A Figura 4 mostra alguns componentes importantes da tubulação: são os tubos, que podem apresentar diferentes diâmetros, as mais diversas conexões que podem ser utilizadas, e a partir deles formar o sistema que inclui dispositivos de controle de vazão como válvulas, bombas e turbinas.

Figura 4 – Componentes básicos de tubulação



Fonte: Munson; Young; Okiishi (2004).

O escoamento turbulento em sistemas hidráulicos gera perdas de carga significativas devido ao atrito nas tubulações, ocasionando aquecimento (Fialho, 2011). Essas perdas também podem decorrer de singularidades, como conexões, joelhos, curvas, registros e reduções presentes na tubulação (Fialho, 2011)

$$\Delta P = \psi \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{(V^2 \gamma)}{9266} \cdot \frac{1}{215915} \quad (4)$$

Portanto, é necessário o dimensionamento adequado para garantir escoamento laminar e evitar desgastes nas paredes do cilindro e vedações, o que pode ser obtido pela redução da velocidade ou aumento do diâmetro da tubulação, conforme a equação 1 do número de Reynolds. Fialho (2011) ressalta que, após o cálculo do diâmetro interno, deve-se adotar um diâmetro comercial sempre superior ao valor encontrado dos diâmetros internos comerciais, sendo sempre maior que o diâmetro calculado.

O cálculo de fator de fricção depende do regime de escoamento e da rugosidade do conduto, onde as expressões abaixo permitem uma definição prática de cada tipo de escoamento (Rodolfo, Martins, 2004).

Quadro 3 – Determinação do fator “ ψ ”

Fórmula	X	Parâmetros
$\psi = \frac{X}{Re}$	64	Para tubos rígidos e temperatura constante.
	75	Para tubos rígidos e temperatura variável ou para tubos flexíveis e temperatura constante.
	90	Para tubos flexíveis e temperatura variável

Fonte: Adaptado de Fialho (2011).

A (Equação 5) abaixo representa o valor de X para o tipo de rigidez e variação de temperatura da tubulação, e R é o número de Reynolds.

$$\psi = \frac{X}{Re} \quad (5)$$

Outro fator importante a se determinar, é o fator “L”. Segundo Palmieri (1994), “L” é o comprimento total da tubulação, “L1” é retilíneo em cm e “LS” é o equivalente às singularidades em cm.

Figura 5 – Tabela de perdas de carga localizada

Diâmetro Cm	Diâmetro Pol.	Cotovelo 90° R. Médio	Cotovelo 90° R. Curto	Cotovelo 45°	Curva 90° R. Curto	Curva 45°	Tê de Saída Bilateral
Comprimento equivalente - Ls							
0,32	1/8	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01	30
0,64	1/4	20,24	30	10,01	19,99	10,01	50,01
0,95	3/8	30	40,01	19,99	19,99	19,99	80,01
1,27	1/2	40,01	50,01	19,99	30	19,99	100
1,59	5/8	50,01	59,99	19,99	30	19,99	119,99
1,91	3/4	59,99	70	30	40,01	19,99	140
2,22	7/8	59,99	70	30	40,01	40,01	150,01
2,54	1	70	80,01	40,01	50,01	19,99	170
2,86	1,1/8	80,01	100	50,01	59,99	30	200
3,18	1,1/4	89,99	110,01	50,01	59,99	30	230
3,49	1,3/8	100	119,99	59,99	69,85	30	270,15
3,81	1,1/2	110,01	181,18	59,99	69,85	30	280,01
4,13	1,5/8	119,99	140	70	80,01	30	300
4,45	1,3/4	130	150,01	70	80,01	40,01	319,99
4,76	1,7/8	130	159,99	83,16	89,99	40,01	330
5,08	2	140	170	83,16	84,91	40,01	350,01

Fonte: Adaptado de Fialho (2011).

Fialho (2011) destaca que válvulas direcionais, de retenção, alívio e reguladoras apresentam elevados valores de perda de carga, geralmente informados em catálogos de fabricantes. Esses parâmetros devem ser considerados no dimensionamento e registrados em memorial de cálculo. A

viabilidade do projeto quanto à escolha de válvulas e tubulações está diretamente relacionada às perdas de carga, custos de manutenção, substituição de componentes e resistência interna do fluido.

Palmieri (1994) também, identifica o diâmetro (D) interno da tubulação através do cálculo da área da seção do duto, obtido através da vazão e velocidade do fluxo do fluido (equação 6): onde D é o diâmetro interno da tubulação (cm), Q é vazão do fluido (cm³/s) e V é a velocidade do fluido (cm/s).

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (5)$$

Palmieri (1994) destaca que o cálculo da perda de carga é fundamental para determinar a pressão necessária ao sistema hidráulico. A perda de carga total corresponde à soma das perdas distribuídas, localizadas e das válvulas da linha de pressão (Fialho, 2011). O cálculo é validado quando a pressão nominal disponível no início do projeto supera a soma da pressão de trabalho com a perda de carga total (Fialho, 2011).

2.3 Válvulas de controle

Válvulas de controle direcional e de registro, são elementos essenciais, Moreira (2012) afirma que as válvulas direcionais definem o percurso do óleo, comandando partidas, paradas e inversões conforme a aplicação. As válvulas de registro possuem acionamento lento e limitado, sendo mais comum o uso de válvulas de controle direcional em sistemas óleo-hidráulicos (Palmieri, 1994). Essas válvulas podem ser do tipo esfera, carretel deslizante ou rotativo, sendo o carretel deslizante o mais utilizado — e apresentar duas, três ou mais posições (Moreira, 2012).

Figura 6 – Demonstração das posições das válvulas direcionais



Fonte: Adaptado de Fialho (2011).

Palmieri (1994) diz que as vias são contadas a partir do número de posições em que o fluido pode assumir, e graficamente o número de vias em uma válvula direcional deve ser igual em todas as posições.

Figura 7 – Demonstração das vias em válvulas direcionais

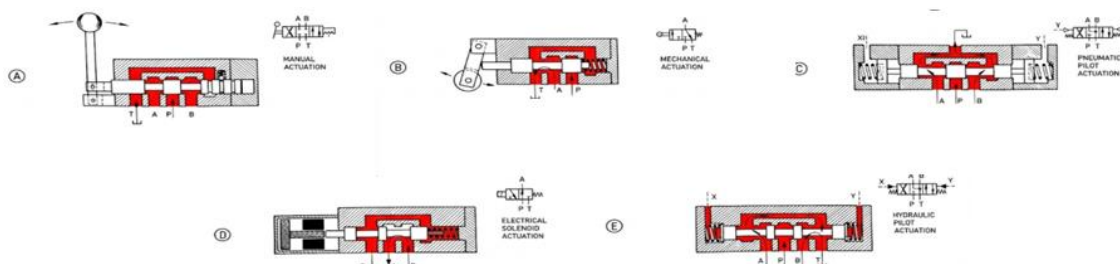


Fonte: Fialho (2011).

Existem variados tipos de acionamento das válvulas direcionais, entre elas temos: botão, alavanca, pedal, solenoide, came, elétrico, pilotada, etc. Na figura 14 estão representados alguns tipos de acionamento (Palmieri, 1994).

Os centros das válvulas têm as mais diversas configurações que são determinadas a partir da construção do spool. E cada tipo de serviço ou necessidade do projeto do circuito hidráulico é aplicado um tipo de válvula (Palmieri, 1994).

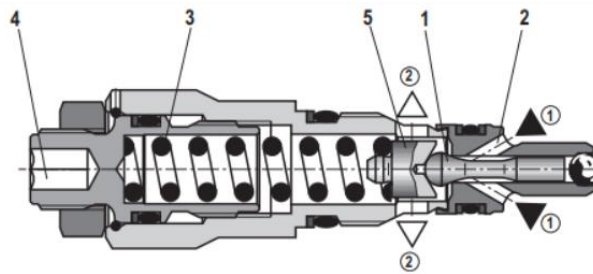
Figura 8 – Representação de tipos de acionamentos de válvulas direcionais



Fonte: Adaptado de Rohner (2005).

Existem sistemas que trabalham em uma pressão inicial, porém neste mesmo sistema pode ocorrer de atuadores trabalharem em pressões variáveis, para isso são utilizadas as válvulas redutoras de pressão (Palmieri, 1994).

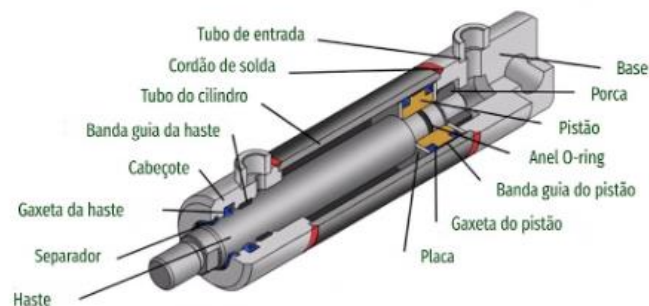
Figura 9 – Representação de uma válvula de alívio e reguladora de pressão



Fonte: Bosch (2014).

Os cilindros hidráulicos ou atuadores realizam a função de transportar ou forçar algum componente visto que seus esforços são definidos a partir da pressão e sua área de secção interna.

Figura 10 – Componentes do cilindro hidráulico



Fonte: Disumtec (2024).

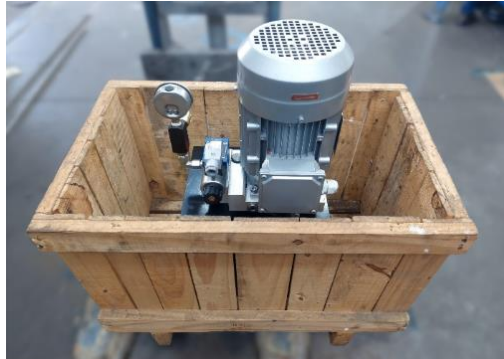
Moreira (2012) atribui que os cilindros hidráulicos podem ter diversas aplicações, podendo ser utilizado na área móbil, industrial, aeronáutica, entre outros. Palmieri (1994) diz que os pontos que mais nos interessa em um cilindro hidráulico é sua força, velocidade de avanço e retorno ou tempo de avanço e retorno.

3 METODOLOGIA

A metodologia utilizada para o presente trabalho foi feita por meio de pesquisas bibliográficas físicas e virtuais ligada a área da mecânica dos fluidos e sistemas pneumáticos e hidráulicos, realizando também medições em campo.

Na imagem abaixo vê-se a unidade hidráulica que foi encaminhada para readequação visto que não realiza a função necessária para acionamento do pistão de simples ação com retorno por mola.

Figura 11 – Imagem da unidade hidráulica antes da readequação



Fonte: Autoria própria (2025).

Será realizado teste de bancada inicial para verificar a conformidade dos componentes, com possíveis substituições. A readequação utilizará as fórmulas do número de Reynolds, considerando velocidade, viscosidade, escoamento e perda de carga. Inicialmente devemos calcular a vazão do sistema para encontrar os valores de velocidade, área de secção interna do duto e diâmetro interno da tubulação, conforme (Equação 2).

Com base nos resultados notou-se que a perda de carga no sistema é maior para o sistema readequado, porém no sistema antigo o fluido apresentou resistência no escoamento no conjunto bloco válvula de 30 bar de pressão, ou seja, a pressão de resistência é a soma da perda de carga com a pressão mencionada no manômetro.

$$\textit{Resistência} = \textit{Pressão do manômetro} + \textit{Perda de carga}$$

$$\textit{Resistência} _ \textit{antes} _ \textit{da} _ \textit{readequação} = 30 \textit{ bar} + 1,1328 \textit{ bar}$$

$$\textit{Resistência} _ \textit{antes} _ \textit{da} _ \textit{readequação} = 31,1328 \textit{ bar}$$

$$\textit{Resistência} _ \textit{pós} _ \textit{readequação} = 15 \textit{ bar} + 3,3423 \textit{ bar}$$

$$\textit{Resistência} _ \textit{pós} _ \textit{readequação} = 18,3423 \textit{ bar}$$

Desta forma o sistema que mais se adequa a situação-problema é o sistema pós-readequação, proporcionando uma pressão de avanço menor, preservando a vida-útil dos componentes e uma pressão de alívio de apenas 0.3 bar, que é suficiente para o retorno do cilindro hidráulico com retorno por mola.

E um último tópico que devemos levar em consideração é o custo x benefício mensurado na figura 12, visto que antes o sistema trabalhava com válvulas direcionais, e agora com um sistema de válvula cartucho.

Figura 12 – Relação de custos

Sistema antigo		Sistema novo	
Bomba	R\$ 932,05	Bomba	R\$ 932,05
Motor	R\$ 2.371,38	Motor	R\$ 2.371,38
Bloco + vál. alívio	R\$ 966,90	Bloco + vál. alívio	R\$ 560,00
Válvula direcional centro H	R\$ 571,68	Válvula direcional	R\$ 871,68
Reguladora de fluxo	R\$ 251,34	Reguladora de fluxo	R\$ 350,05
Mânometro	R\$ 100,30	Mânometro	R\$ 140,30
Total	R\$ 5.197,35	Total	R\$ 5.855,02

Fonte: Autoria própria (2025).

Mesmo que o sistema seja de um custo maior, os benefícios serão a longo prazo, tendo em vista uma maior vida-útil e disponibilidade do equipamento.

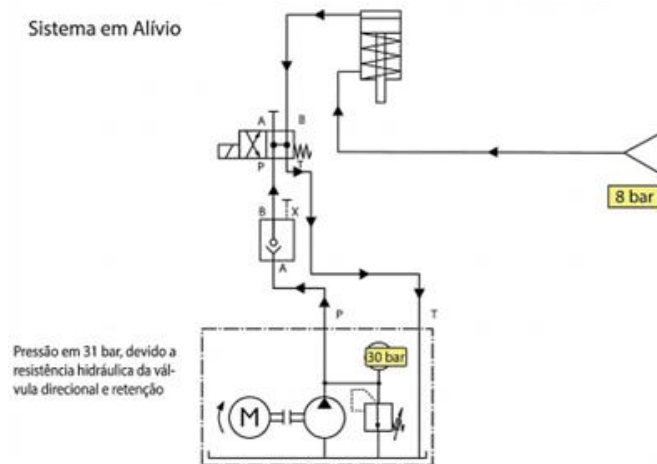
4 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A unidade hidráulica tinha como um dos principais componentes, 1 motor 220/380 AC de 2.2 KW e a rotação utilizada para o teste foi de 1420 rpm em 220 VAC. Vale considerar que por uma regra técnica a potência do motor deve ser conforme indica a equação 7: onde P hidráulica é a potência (KW), Q é a vazão (L/min) e P é a pressão (bar).

$$P_{hidráulica} = \frac{Q * P_{(7)}}{600 * Rendimento}$$

dos componentes. Ao assumir a posição de avanço, a válvula de alívio limitava a pressão a 100 bar.

Figura 13 – Diagrama do sistema antes da readequação

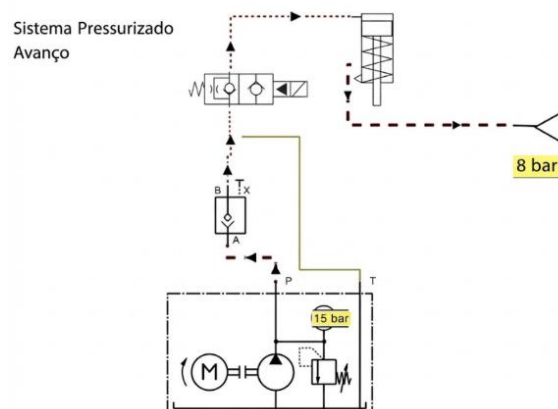


Fonte: Autoria própria (2025).

Observa-se que, mesmo em alívio, ocorre o avanço do cilindro, porém a força de retorno é insuficiente para vencer a resistência interna de 30 bar. Como solução, propôs-se instalar tubulações e uma válvula cartucho 2 posições NA

(normalmente aberta), acionada por solenoide após a válvula de alívio, permitindo escoamento ao tanque na posição inicial e fechamento para avanço quando energizada.

Figura 14 – Diagrama do sistema após readequação (pressurizado).



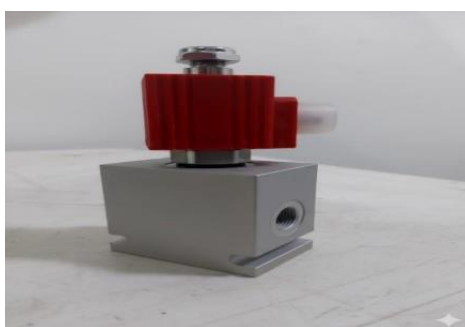
Fonte: Autoria própria (2025).

Considerando a (Equação 3), assumimos que $V=432,0945\text{cm/s}$, $D=0,70\text{ cm}$ e $\nu=0,68\text{cm}^2/\text{s}$. Assim:

$$R = \frac{432,0945 \cdot 0,70}{0,68} = 444,80$$

Com base no valor obtido e no Quadro 2, o escoamento é laminar, favorecendo a vida útil e a manutenibilidade dos componentes; os cálculos constam no memorial (Apêndice 1). A válvula 2 posições NA foi instalada em bloco de alumínio com três roscas $\frac{1}{2}$ " BSP, destinadas às linhas de pressão, retorno e à própria válvula.

Figura 16 – Bloco utilizado no sistema NA



Fonte: Autoria própria (2025).

Alguns resultados também serviram de proveito quando nos referimos a perda de carga, pois durante o início do estudo achávamos que a perda de carga poderia estar influenciando o retorno do cilindro, porém não foi isso que aconteceu, visto que os parâmetros de perda de carga iriam interferir na perda de pressão do sistema e não no aumento inesperado.

$$\Delta P1 = 1,1328 \text{ bar}$$

$$\Delta P2 = 3,3423 \text{ bar}$$

Destacamos aqui que o valor de $\Delta P1$ se refere ao sistema antes da readequação, e $\Delta P2$ assume o valor de perda de carga após a readequação, mas devemos levar em consideração que por mais que a perda de carga de $\Delta P2$ seja maior que $\Delta P1$, o maior aquecimento ocorria em $\Delta P1$ devido à resistência do fluido que era de 30 bar.

Os custos para o equipamento readequado foram menores que a aquisição de uma nova unidade hidráulica, porém a empresa arcou com todos os custos da readequação.

Figura 17 – Resultado final da unidade hidráulica



Fonte: A autoria própria (2025).

Neste comparativo vemos que o sistema readequado trouxe maiores custos, de tal forma que poderiam ter sido evitados caso a revisão de projeto tivesse sido feita com maior precisão.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A solução inicialmente proposta não foi eficaz, evidenciando a importância da revisão técnica e da realização de testes prévios antes da entrega ao cliente. Observou-se que a resistência do fluido e a seleção inadequada de válvulas impactam diretamente o desempenho do sistema hidráulico. Após a readequação, obteve-se funcionamento adequado, com pressão de trabalho compatível e escoamento laminar, reduzindo aquecimentos e preservando a vida útil dos componentes. O estudo contribuiu significativamente para o aprofundamento técnico em hidráulica industrial, abrangendo resistência hidráulica, dimensionamento motobomba, perda de carga, vazão, regime de escoamento, análise de diagramas, viabilidade técnica e custos.

REFERÊNCIAS

AUTOMATION, Connect. Curso hidráulica básica. [s.d] Disponível em: file:///C:/Users/Aluno/Downloads/1_apresenta%C3%A7%C3%A3o%20hidraulica.pdf. Acesso em: 25 nov. 2025.

BOSCH REXROTH. Válvula de alívio de pressão, acionamento direto : Tipo DBD...SO156: série de componentes 1X. Lohr am Main: Bosch Rexroth, 2014. 6 p. (Ficha técnica RE 25710-D/06.14). Disponível em: file:///C:/Users/Jo%C3%A3o/Downloads/RE%2025710-D_2014-06.pdf. Acesso em: 21 nov. 2025.

DISUMTEC. Cilindros Hidráulicos Agrícolas . Disponível em: <https://www.disumtec.com/pt/blog/24_cilindros-hidraulicos-agricolas-o-que-sao-como-funcionam-e-como-sao-usados.html>. Acesso em: 25 nov. 2025.

FIALHO, A. Bustamante. Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. / Arivelto Bustamante Fialho – 6. Ed. rev. E atual. – São Paulo: Érica, 2011

LINSINGEN, I. C..Fundamentos de sistemas hidráulicos. Florianópolis: UFSC, 2001 401 p.

MOREIRA, Ilo da Silva. Sistemas hidráulicos industriais. 2. ed. São Paulo: SENAI. SP, 2012. 350 p.

MUNSON, Bruce Roy; YOUNG, Donald F.; OKIISHI, Theodore H. Fundamentos da mecânica dos fluidos. 4. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004. 571 p.

PALMIERI, A. C..Manual de hidráulica básica. 9.ed. Porto Alegre: Albarus Sistemas Hidráulicos LTDA, 1994. 328 p.

PARKER HANNIFIN CORPORAÇÃO. Catálogo de Cartuchos HVS. Cleveland, [sd]. Catálogo MSG 15-3504. Disponível em: <https://www.parker.com/content/dam/parker/msg/hydraulic-valve-systems-division/PDF-files/catalogs/MSG15-3504.pdf> Acesso em: 25 out. 2025.

PARKER. Tecnologia Hidráulica Industrial: apresentação M2001-2BR. 2016. Disponível em: <https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Brazil/Apres-Hidrau-27-04.pdf>. Acesso em: 19 de maio de 2025.

RODOLFO, José; MARTINS, Sidney. Conduitos Forçados – Instalações de Recalque. EPUSP, 2010. Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/50608118/hidraulica-Basica-guia-de-estudo#content=query:fator,pageNum:15,indexOnPage:0,bestMatch:false>. Acesso em: 24 de setembro de 2025.

ROHNER, P. Industrial Hydraulic Control. HydraulicSupermarket.com Pty Limited – 4. Ed. – Australia: Australia Ocidental, 2005. 282 p.

ZERMAT COMERCIAL. Os 5 Principais Tipos De Cilindros Hidráulicos Que Você Precisa Conhecer! Disponível em: https://www.zermat.com.br/pagina/os-5-principais-tipos-de-cilindros-hidraulicos-que-voce-precisa-conhecer.html?srsItid=AfmBOoozGHN8zRu1Pv48yxdITW8InsjeGS1SeUmx7qAn7UwnFvxXb_xh Acesso em: 21 jun. 2025.



Esta obra está licenciada com Licença Creative Commons Atribuição-Não Comercial 4.0 Internacional.
[Recebido/Received: Abril 30, 2023; Aceito/Accepted: Agosto 29, 2023]