



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO ENGENHARIA MECÂNICA

Henrique Frassetto Cardoso

**SISTEMA DE SUPRIMENTO DE POTÊNCIA HIDRÁULICA PARA ATUADOR
HIDRÁULICO DIGITAL**

Florianópolis
2025

Henrique Frassetto Cardoso

**SISTEMA DE SUPRIMENTO DE POTÊNCIA HIDRÁULICA PARA ATUADOR
HIDRÁULICO DIGITAL**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao curso de Engenharia Mecânica do Campus Florianópolis da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Marcos Paulo Nostrani, Dr. Eng.
Coorientador: Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

Florianópolis

2025

Cardoso, Henrique Frassetto
SISTEMA DE SUPRIMENTO DE POTÊNCIA HIDRÁULICA PARA
ATUADOR HIDRÁULICO DIGITAL / Henrique Frassetto Cardoso ;
orientador, Marcos Paulo Nostrani, coorientador, Victor
Juliano De Negri, 2025.
75 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico,
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2025.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Hidráulica Digital. 3.
Bootstrap. 4. Reservatório Pressurizado. I. Nostrani,
Marcos Paulo. II. De Negri, Victor Juliano. III.
Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em
Engenharia Mecânica. IV. Título.

Henrique Frassetto Cardoso

SISTEMA DE SUPRIMENTO DE POTÊNCIA HIDRÁULICA PARA ATUADOR HIDRÁULICO DIGITAL

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico e aprovado em sua forma final pela Comissão Examinadora e pelo Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis- SC, 04/07/2025.



Documento assinado digitalmente

Antonio Carlos Valdiero

Data: 04/08/2025 22:30:11-0300

CPF: ***.227.377-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Comissão Examinadora:



Documento assinado digitalmente

Marcos Paulo Nostrani

Data: 04/08/2025 20:29:26-0300

CPF: ***.797.779-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Marcos Paulo Nostrani, Dr.Eng.
Orientador



Documento assinado digitalmente

Victor Juliano de Negri

Data: 04/08/2025 20:27:14-0300

CPF: ***.505.630-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr.Eng.
Coorientador

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.



Documento assinado digitalmente

Antonio Carlos Valdiero

Data: 04/08/2025 22:30:43-0300

CPF: ***.227.377-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr. Eng.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer imensamente aos meus pais, Pedro Paulo e Giuliana, pelas oportunidades, pelos ensinamentos e pelo apoio fornecido até aqui.

A minha namorada Rafaella, pelo apoio e por sempre me incentivar e me inspirar.

Ao meu irmão Pedro, meus avós e toda a minha família, por todo o apoio fornecido.

Ao professor Marcos Paulo Nostrani por toda sua dedicação e orientação, pelos ensinamentos e por todo o conhecimento passado até aqui. Pela sua disposição e boa vontade.

Ao professor Victor Juliano De Negri pela coorientação, pelo conhecimento passado e por seus ensinamentos.

Ao LASHIP e toda sua equipe, pela oportunidade oferecida, pelo acolhimento e companheirismo.

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um sistema de suprimento de potência hidráulica para um atuador hidráulico digital (DHA), um tipo de atuador eficiente para superfícies de controle de aeronaves. O DHA utiliza um cilindro múltiplas câmaras e linhas de pressão distintas para gerar forças discretas, proporcionando maior eficiência energética, se comparado com os atuadores hidráulicos convencionais utilizados em aeronaves. Este trabalho aborda o projeto e a simulação do sistema de suprimento de potência hidráulica, que inclui um reservatório pressurizado tipo *bootstrap* modificado, linha de alta, média e baixa pressão, e acumuladores para estabilização das pressões. A metodologia incluiu a modelagem do sistema no software Hopsan, para a parte hidráulica, e no Matlab/Simulink, para o controle do atuador. Simulações foram realizadas com entradas de degrau e senoidais, permitindo avaliar o comportamento dinâmico do sistema. Os resultados indicaram que o sistema é capaz de manter as pressões nas linhas dentro dos intervalos projetados, garantindo a operação estável do atuador. A eficiência energética alcançada variou de 30% a 60%, dependendo do perfil de operação, demonstrando um significativo ganho em comparação com sistemas hidráulicos convencionais. Os resultados validaram a viabilidade técnica do sistema e sua aplicação em aeronaves, contribuindo para a redução do consumo de combustível e para a sustentabilidade ambiental. Este trabalho reforça a importância da hidráulica digital como uma alternativa promissora na aviação moderna e sugere a continuidade das pesquisas visando a integração dessa tecnologia em sistemas aeronáuticos críticos. Um artigo científico foi publicado em cima deste trabalho no evento SICFP 2025, *Scandinavian International Conference on Fluid Power*.

Palavras-chave: Atuador hidráulico digital (DHA), hidráulica digital, Eficiência energética, *bootstrap*, superfícies de voo.

ABSTRACT

This paper presents the development of a hydraulic power supply system for a digital hydraulic actuator (DHA), an efficient hydraulic actuator type designed for aircraft control surfaces. The DHA utilizes multiple chamber cylinder and distinct pressure lines to generate discrete forces, offering higher energy efficiency compared to conventional hydraulic actuators used in aviation. The study addresses the design and simulation of the hydraulic power supply system, which includes a modified bootstrap pressurized reservoir, high, medium, and low-pressure lines, and accumulators for pressure stabilization. The methodology involved modeling the hydraulic system in Hopsan and the actuator control in Matlab/Simulink. Simulations were conducted with step and sinusoidal inputs to evaluate the system's dynamic behavior. The results showed that the system could maintain line pressures within the designed intervals, ensuring stable actuator operation. Energy efficiency ranged from 30% to 60%, depending on the operating profile, representing a significant improvement over traditional hydraulic system. The results validated the technical feasibility of the system and its application in aircraft, contributing to reduced fuel consumption and enhanced environmental sustainability. This work emphasizes the potential of digital hydraulics as a promising alternative in modern aviation and highlights the need for further research to integrate this technology into critical aeronautical systems. A scientific article was published based on this work at the SICFP 2025 event, Scandinavian International Conference on Fluid Power.

Keywords: Digital hydraulic actuator (DHA), digital hydraulic, energy efficiency, bootstrap, flight control surfaces.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Em azul controle primário em laranja controle secundário.	21
Figura 2 – Atuador de controle por <i>fly-by-wire</i> para o controle do leme do Boeing B777.....	23
Figura 3 – Circuito típico do SHA.....	24
Figura 4 – Atuador <i>dual-tanden</i> do <i>flaperon</i> do Lockheed Martin F-35.....	25
Figura 5 – Circuito típico do EHA.....	26
Figura 6 – EMA utilizado no spoiler do Boeing 787.	27
Figura 7 – Reservatório pressurizado por ar sangrado.....	28
Figura 8 – Reservatório tipo <i>bootstrap</i> com acumulador a gás.	29
Figura 9 – Reservatório tipo <i>bootstrap</i>	30
Figura 10 – Reservatório tipo <i>bootstrap</i> em detalhes.	31
Figura 11 – Soluções típicas em hidráulica digital.	32
Figura 12 – Foto e representação em corte de uma válvula <i>on/off</i> típica.	33
Figura 13 – Diagrama de circuito hidráulico do DHA.	34
Figura 14 – Forças produzidas pelo DHA.....	35
Figura 15 – Esquema de reservatório <i>bootstrap</i>	37
Figura 16 – Conceito de reservatório <i>bootstrap</i> desenvolvido.....	38
Figura 17 – Linha de alta pressão em detalhes.....	40
Figura 18 – Linha de média pressão em detalhes.....	41
Figura 19 – Linha de baixa pressão em detalhes.	42
Figura 20 – Linha de reservatório em detalhes.	42
Figura 21 – Sistema final.	43
Figura 22 – Comparação do espectro de forças.....	44
Figura 23 – Eficiência volumétrica da bomba em função da pressão e do deslocamento volumétrico a uma frequência rotacional de 1775 rev/min.	47
Figura 24 – Modelo do DHA e as 12 válvulas <i>on/off</i>	49
Figura 25 – Sistema completo.....	50
Figura 26 – Sistema de suprimento convencional.....	53
Figura 27 – Sistema de suprimento convencional e DHA.....	54
Figura 28 – Posição do atuador.....	56
Figura 29 – Pressões do sistema.	56
Figura 30 – Chaveamento da válvula 1V9.....	57

Figura 31 – Posição do embolo do reservatório.	58
Figura 32 – Volume de fluido nos acumuladores.....	59
Figura 33 – Vazão da bomba.	59
Figura 34 – Deslocamento volumétrico.	60
Figura 35 – Vazamento.	60
Figura 36 – Vazão nas válvulas.....	61
Figura 37 – Energia fornecida pela bomba e consumida pelo atuador.....	62
Figura 38 – Energia fornecida pelas bombas do sistema convencional e consumida pelo atuador.	62
Figura 39 – Posição do atuador para entrada em seno.....	63
Figura 40 – Pressões do sistema para entrada em seno.	64
Figura 41 – Chaveamento da válvula 1V9 para entrada em seno.....	65
Figura 42 – Posição do embolo do reservatório para entrada em seno.	65
Figura 43 – Volume de fluido nos acumuladores para entrada em seno.....	66
Figura 44 – Vazão da bomba para entrada em seno.....	66
Figura 45 – Deslocamento volumétrico para entrada em seno.	67
Figura 46 – Vazamento para entrada em seno.	68
Figura 47 – Vazão nas válvulas para entrada em seno.....	68
Figura 48 – Energia fornecida pela bomba e consumida pelo atuador para entrada em seno.	69
Figura 49 – Energia fornecida pelas bombas do sistema convencional e consumida pelo atuador para entrada em seno.	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros dos acumuladores.....	44
Tabela 2 - Parâmetros para dimensionamento da bomba.....	46
Tabela 3 - Vazão e deslocamento volumétrico da bomba.....	46
Tabela 4 - Parâmetros do atuador multicâmaras.....	48
Tabela 5 - Parâmetros da válvula <i>on/off</i>	49

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DHA	Atuador hidráulico digital
EHA	Atuador eletro hidrostático
EMA	Atuador eletro mecânico
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
SHA	Atuador servo hidráulico

LISTA DE SÍMBOLOS

ALFABETO GREGO

β_0	Módulo de compressibilidade do fluido hidráulico	[Pa]
γ	Razão dos calores específicos	[–]
Δp	Diferença de pressão entre entrada e saída	[Pa]
ξ_{on}	Amortecimento de abertura e fechamento	[–]
η	Eficiência	[–]
η_v	Eficiência volumétrica	[–]
ω	Rotação da bomba	[rad/s]
$\omega_{n,on}$	Frequência natural de abertura e fechamento	[rad/s]
ω_{nS}	Frequência natural do sistema	[rad/s]

ALFABETO LATINO

A	Área	[m ²]
A_A	Área da câmara A	[m ²]
A_{A1}	Área da câmara A do atuador 1 do <i>bootstrap</i>	[m ²]
A_{A2}	Área da câmara A do atuador 2 do <i>bootstrap</i>	[m ²]
A_{av}	Área da câmara de avanço	[m ²]
A_B	Área da câmara B	[m ²]
$A_{C,A}$	Área da câmara A do DHA	[m ²]
$A_{C,B}$	Área da câmara B do DHA	[m ²]
$A_{C,C}$	Área da câmara C do DHA	[m ²]
$A_{C,D}$	Área da câmara D do DHA	[m ²]
A_h	Área da haste	[m ²]
A_{h1}	Área da haste do atuador 1	[m ²]
A_{h2}	Área da haste do atuador 2	[m ²]
c_{d12}	Coeficiente de descarga de 1 para 2	[–]
c_{leak}	Coeficiente de vazamento do cilindro	[m ³ /(sPa)]
D	Deslocamento volumétrico	[m ³ /rad]
d	Diâmetro do carretel	[m]
E	Energia	[J]
E_h	Energia hidráulica	[J]
$E_{m,A}$	Energia mecânica consumida pelo atuador	[J]
f	Coeficiente do perímetro do carretel	[–]
F	Força	[N]
F_1	Força do cilindro 1 do <i>bootstrap</i>	[N]
F_2	Força do cilindro 2 do <i>bootstrap</i>	[N]
F_A	Força da câmara A	[N]
F_B	Força da câmara B	[N]

F_m	Força mecânica	[N]
F_r	Força resultante	[N]
k_i	Ganho integral	[N/m]
k_l	Coeficiente de vazamento	[m ⁵ /(sPa)]
k_m	Rigidez da mola	[N/m]
k_p	Ganho proporcional	[N/m]
p	Pressão	[Pa]
p_1	Pressão no atuador 1 do <i>bootstrap</i>	[Pa]
p_2	Pressão no atuador 2 do <i>bootstrap</i>	[Pa]
p_A	Pressão na câmara A	[Pa]
p_{A1}	Pressão de operação do acumulador 1	[Pa]
p_{A2}	Pressão de operação do acumulador 2	[Pa]
p_{A3}	Pressão de operação do acumulador 3	[Pa]
p_B	Pressão na câmara B	[Pa]
$p_{g,A1}$	Pressão de pré carga do acumulador 1	[Pa]
$p_{g,A2}$	Pressão de pré carga do acumulador 2	[Pa]
$p_{g,A3}$	Pressão de pré carga do acumulador 3	[Pa]
P_h	Potência hidráulica	[W]
$P_{m,A}$	Potência mecânica consumida pelo atuador	[W]
q_v	Vazão da bomba	[m ³ /s]
$q_{v,l}$	Vazão de vazamento da bomba	[m ³ /s]
$q_{v,max}$	Vazão máxima do sistema	[m ³ /s]
t	Tempo	[s]
t_f	Tempo final	[s]
t_i	Tempo inicial	[s]
t_s	Tempo de acomodação	[s]
t_{scd}	Atraso de fechamento	[s]
t_{scr}	Tempo de fechamento	[s]
t_{sod}	Atraso de abertura	[s]
t_{sor}	Tempo de abertura	[s]
v	Velocidade do atuador	[m/s]
V_A	Volume da câmara A do DHA	[m ³]
V_{A1}	Volume do acumulador 1	[m ³]
V_{A2}	Volume do acumulador 2	[m ³]
V_{A3}	Volume do acumulador 3	[m ³]
V_B	Volume da câmara B do DHA	[m ³]
V_C	Volume da câmara C do DHA	[m ³]
V_D	Volume da câmara D do DHA	[m ³]
$V_{g,A1}$	Volume de gás inicial do acumulador 1	[m ³]
$V_{g,A2}$	Volume de gás inicial do acumulador 2	[m ³]
$V_{g,A3}$	Volume de gás inicial do acumulador 3	[m ³]

v_{max}	Velocidade máxima do atuador	[m/s]
x_{max}	Curso do atuador	[m]
x_v	Deslocamento máximo do carretel	[m]
x_{vp}	Amplitude do degrau	[m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	17
1.1	OBJETIVO GERAL	19
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1	CONTROLE DE AERONAVES	20
2.1.1	Controle primário e secundário	20
2.1.2	Atuadores de superfície de controle (SHA, EHA, EMA).....	22
2.1.2.1	SHA.....	22
2.1.2.2	EHA.....	24
2.1.2.3	EMA	26
2.2	RESERVATÓRIO PRESSURIZADO	27
2.2.1	Carga de ar usando ar sangrado do motor.....	27
2.2.2	Reservatório tipo <i>bootstrap</i> com carga de gás inerte	29
2.2.3	Reservatório tipo <i>bootstrap</i>	29
2.3	HIDRÁULICA DIGITAL	31
2.3.1	Valvula <i>on/off</i>.....	33
2.3.2	DHA – Atuador hidráulico digital	33
3	MODELO DE SIMULAÇÃO.....	36
3.1	RESERVATÓRIO PRESSURIZADO	36
3.2	TRES PRESSÕES DISTINTAS	39
3.2.1	Linha de alta pressão: 75 bar.....	39
3.2.2	Linha de média pressão: 45 bar.....	40
3.2.3	Linha de baixa pressão: 10 bar.....	41
3.3	ACUMULADORES	44
3.4	BOMBA HIDRÁULICA	45
3.4.1	Dimensionamento da bomba hidráulica	45
3.4.2	Vazamento da bomba	47
3.5	DHA	48
3.6	CIRCUITO COMPLETO.....	50
3.7	CÁLCULO DE EFICIÊNCIA DO SISTEMA	51
3.7.1	Energia suprida pela bomba	51
3.7.2	Energia consumida pelo atuador.....	52

3.7.3	Eficiência do sistema.....	52
3.8	SISTEMA DE SUPRIMENTO CONVENCIONAL	52
4	SIMULAÇÃO E RESULTADOS	55
4.1	ENTRADA EM DEGRAU	55
4.2	ENTRADA EM SENO	63
5	CONCLUSÃO	71
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	72
	REFERÊNCIAS	73

1 INTRODUÇÃO

A aviação é considerada uma das modalidades de transporte mais eficientes da atualidade. O transporte aéreo oferece uma série de vantagens, como rapidez para percorrer grandes distâncias, elevado grau de segurança, cobertura nacional e internacional, entre outras. O setor possibilita a integração econômica e social das mais diversas regiões geográficas, contribui para o desenvolvimento cultural e comercial dos países, facilita a comunicação entre pessoas e permite a difusão de cultura, bens e serviços (SECURITY SATA, 2024).

O setor se mostra com tamanha relevância e, para sustentá-lo, um grande volume de aeronaves circulam nos céus todos os anos. De fato, somente em 2023 foram 36,8 milhões de voos em todo o mundo, com expectativa de 40,1 milhões para o ano de 2024 (STATISTA, 2024). Esse volume de voos traz consigo uma preocupação: o consumo de combustível. As aeronaves deslocam muita massa, o que implica em grandes gastos de combustível. Em uma viagem entre os aeroportos de Guarulhos (SP) e Brasília (DF), um Airbus A320 pode consumir aproximadamente 3.000 litros de querosene de aviação (CASAGRANDE, 2018). Em 2023, foram consumidos 92 bilhões de galões de querosene de aviação, o equivalente a pouco mais de 348 bilhões de litros. É o equivalente a consumir 11.043 litros de combustível a cada segundo (STATISTA, 2024).

Segundo a BBC (2023), esse elevado volume de combustível queimado para gerar empuxo na aeronave implica em elevadas emissões de CO₂. Cerca de 2,4% das emissões globais de CO₂ vêm da aviação e as emissões estão aumentando rapidamente, elas cresceram 32% entre 2013 e 2018. Um voo de ida e volta de Londres para São Francisco (uma distância parecida com a de São Paulo para Barcelona, ou do Rio de Janeiro para Chicago) emite cerca de 5,5 toneladas de CO₂ equivalente por pessoa, mais do que o dobro das emissões produzidas por um carro familiar em um ano. E ainda informa que a indústria é responsável por cerca de 5% do aquecimento global.

Para lidar com esse problema, algumas alternativas têm surgido, como o uso de combustíveis alternativos, como biocombustíveis. Porém, os altos volumes utilizados dificultam a utilização desses combustíveis, tendo em vista os elevados custos para sua produção. Outra possibilidade seria de aviões elétricos, mas embora seja possível fazer um carro elétrico que funcione bem, se você colocar esse mesmo

tipo de bateria em um avião, ele ficará pesado demais para voar (BBC, 2023). Uma outra alternativa, que colaboraria com a redução do consumo de combustível da aeronave, é a aplicação da hidráulica digital.

Um dos sistemas mais utilizados e mais importante das aeronaves é o sistema hidráulico. De fato, a abrangência na aplicação de sistemas hidráulicos faz com que estes sejam uma das principais formas de transmissão de força e torque utilizadas atualmente, tendo como característica inerente a transmissão de energia por meio de um líquido. A baixa relação peso/potência e a rápida resposta dinâmica são as principais características desta tecnologia (REXROTH, 2006; IVANTYSYNOVA, 2008; TANAKA; SAKAMA, 2013). O sistema hidráulico é implementado nas superfícies de controle de voo primárias e secundárias, bem como trens de pouso, portas de carga e sistema de direção (WANG *et al.*, 2016). Porém, uma das desvantagens do uso de sistemas hidráulicos é a baixa eficiência energética, decorrente das perdas causadas pelas características de controle de pressão e vazão, que normalmente são fornecidas ao estrangular o escoamento através de orifícios de controle (controle dissipativo) e por vazamentos internos (WARD, 2017). O sistema hidráulico de uma aeronave do porte do Airbus A320 e do Boeing 737 consome cerca de 240 kW de potência durante sua operação, o que equivale a 25 litros de querosene de aviação por hora (BOZHKO *et al.*, 2018; PETROBRAS, 2021).

Como alternativa a essa baixa eficiência energética dos sistemas hidráulicos, há a hidráulica digital. Segundo Linjama (2011), os sistemas hidráulicos digitais podem ser definidos como sistemas hidráulicos que possuem componentes discretos, os quais são capazes de controlar ativamente a saída do sistema. O objetivo destes sistemas é o aumento da eficiência energética por meio da redução dos efeitos resistivos e dissipativos nas ações de controle da vazão e pressão. Conforme Belan (2018), há trabalhos em que, por meio da hidráulica digital, foi alcançado um aumento do rendimento energético em até 60%, quando comparados com o uso de técnicas convencionais.

Neste contexto, diversos estudos surgiram dentro da hidráulica digital. Um deles, desenvolvido no LASHIP (Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos), diz respeito ao DHA (Atuador Hidráulico Digital em inglês). O conceito está apresentado em detalhes na Seção 2.3.2. O DHA utiliza o controle de forças discretas para realizar o movimento do atuador hidráulico e, para isso, é necessário pressões distintas para que, combinado com as áreas do atuador, resulte nos valores de força.

O trabalho em questão surge como uma colaboração para o desenvolvimento e aplicação do DHA, focando no desenvolvimento do sistema de suprimento, que fornece as distintas pressões para o movimento do atuador.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho é desenvolver um sistema de suprimento de potência hidráulica capaz de fornecer três pressões constantes e distintas para um atuador hidráulico digital e que mantenha a alta eficiência do DHA em comparação aos sistemas de suprimento hidráulicos convencionais.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atingir o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos, foram determinados:

- Revisar a bibliografia sobre Atuador hidráulico digital, reservatórios pressurizados de aeronaves e os demais componentes, como válvulas, acumuladores e bombas;
- Desenvolver uma linha de retorno, diferente das três linhas de pressão;
- Pressurizar a quarta linha, a qual corresponde a linha de retorno e do reservatório;
- Desenvolver o modelo hidráulico do sistema no software Hopsan;
- Desenvolver modelo no Matlab/simulink do sistema de suprimento e simular juntamente com o modelo de controle de força do DHA já existente;
- Analisar o comportamento do sistema de suprimento proposto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONTROLE DE AERONAVES

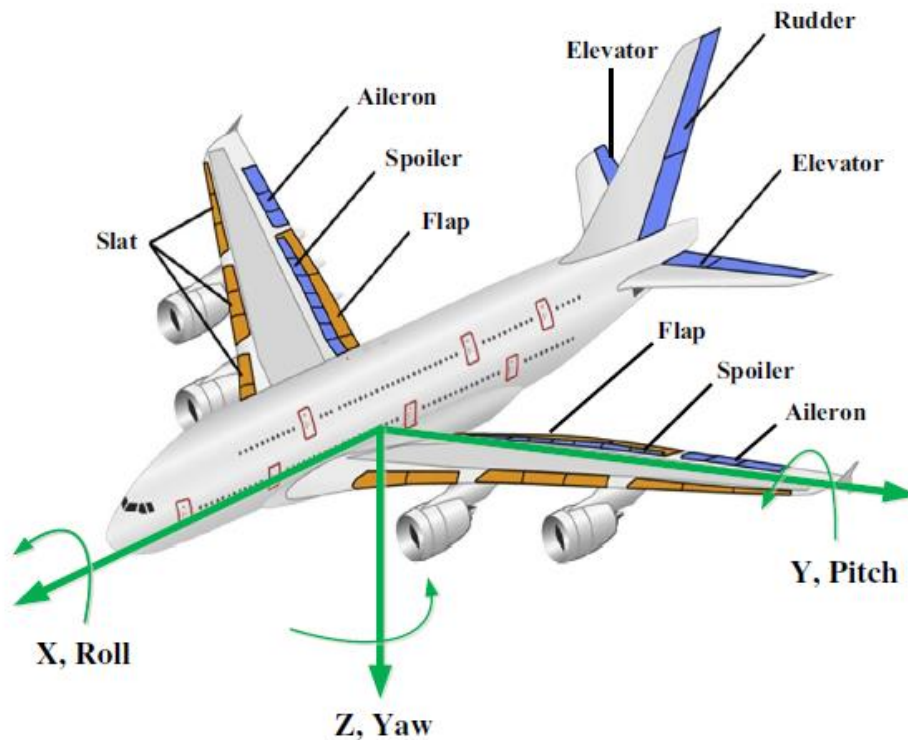
Todas as aeronaves são governadas pelos mesmos princípios básicos de controle de voo, seja o veículo de caça de alto desempenho mais sofisticado ou o avião mais simples. O movimento de uma aeronave é definido em relação ao movimento translacional e ao movimento rotacional em torno de um conjunto fixo de eixos definidos. O movimento translacional é aquele pelo qual um veículo se desloca de um ponto a outro no espaço. A direção em que o movimento translacional ocorre é na direção em que a aeronave está voando, que também é a direção para a qual está apontando. O movimento rotacional relaciona-se ao movimento da aeronave em torno de três eixos definidos: *pitch* (arfagem), *roll* (rolagem) e *yaw* (guinada) (MOIR & SEABRIDGE, 2008).

2.1.1 Controle primário e secundário

O controle da aeronave é feito através de variadas superfícies de voo, definidas como superfícies primárias e secundárias (WANG *et al.*, 2016).

Segundo Maré (2016), o propósito dos controles primários de voo é controlar a trajetória da aeronave. Em uma aeronave convencional, eles assumem a forma de superfícies de controle responsáveis por controlar os três graus de liberdade rotacionais: os *ailerons* para o rolamento, o leme para a guinada e o profundor para a arfagem. O controle de voo primário é crítico para a segurança, e a perda de controle em um ou mais eixos de controle de voo primário é perigosa para a aeronave (WANG *et al.*, 2016). As superfícies de controle de voo de um Airbus A380 são mostradas como exemplo na Figura 1:

Figura 1 – Em azul controle primário em laranja controle secundário.



Fonte: Wang *et al*, 2016.

O controle de arfagem (*pitch*) é exercido por quatro profundos (*elevators*) localizados na borda de fuga da aeronave. Cada seção do profundor é alimentada de forma independente por um atuador de controle de voo dedicado, que, por sua vez, é alimentado por um sistema hidráulico. Este arranjo é ditado pelos altos requisitos de integridade impostos aos Sistemas de Controle de Voo (FCSs). Toda a seção da cauda do avião é alimentada por dois ou mais atuadores para ajustar a arfagem da aeronave. Em caso de emergência, essa capacidade pode ser usada para controlar a aeronave, mas as taxas de movimento são insuficientes para fins de controle normal (WANG *et al.*, 2016).

O controle de rolamento (*roll*) é realizado pelo movimento diferencial das superfícies de controle dianteiras, *aileron*s. Para rolar à direita, a borda de ataque da superfície de controle dianteira esquerda é levantada em relação a velocidade do ar ao redor da aeronave, gerando maior sustentação do que antes. A superfície de controle dianteira direita se move para baixo em uma quantidade correspondente, reduzindo a sustentação gerada. As forças diferenciais resultantes fazem com que a aeronave role rapidamente para a direita (MOIR & SEABRIDGE, 2008).

O controle de guinada (*yaw*) é fornecido por três seções de leme (*rudder*) independentes localizadas na borda de fuga da quilha (ou estabilizador vertical). Essas seções são alimentadas de maneira semelhante aos profundores e *aileron*s. Em uma aeronave comercial, esses controles estão associados aos amortecedores de guinada da aeronave. Eles amortecem oscilações que podem ocorrer durante o voo e que podem ser extremamente desconfortáveis para os passageiros, especialmente aqueles sentados na parte traseira da aeronave (WANG *et al.*, 2016).

Os controles secundários de voo possibilitam a modificação da configuração aerodinâmica durante fases específicas do voo. Os *slats* e *flaps* aumentam a corda e a curvatura das asas. Isso é feito para aumentar a sustentação das asas em baixas velocidades e, conseqüentemente, reduzir as velocidades de decolagem ou pouso. Os freios aerodinâmicos (também chamados de *spoilers*) reduzem a velocidade da aeronave ao aumentar o arrasto aerodinâmico. Os compensadores, como o estabilizador horizontal ajustável, garantem o equilíbrio global da aeronave durante fases retas de voo (por exemplo, subida, cruzeiro ou aproximação), permitindo que os controles primários de voo operem, em média, próximos à sua posição neutra (MARÉ, 2017).

2.1.2 Atuadores de superfície de controle (SHA, EHA, EMA)

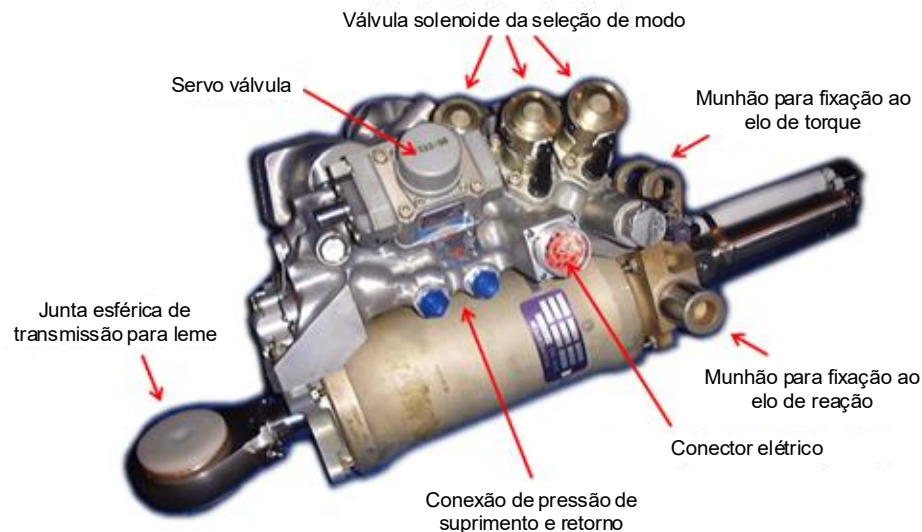
Os movimentos relacionados às superfícies primárias e secundárias de controle da aeronave são realizados através de atuadores. Dependendo da exigência da superfície de voo, diferentes tipos de atuadores são aplicados. Segundo Nostrani (2021), os principais tipos de atuadores empregados atualmente são os atuadores servo hidráulicos (SHA), eletro-hidrostático (EHA) e eletromecânico (EMA). A maioria das aeronaves modernas usa sinais elétricos, conhecidas como *Fly-By-Wire*, e atuadores hidráulicos alimentados eletricamente para uma ampla gama de aplicações com diferentes graus de redundância (MOIR & SEABRIDGE, 2008).

2.1.2.1 SHA

Os atuadores servo hidráulicos são atuadores que contam com a presença de uma servoválvula. À medida que o piloto fornece uma entrada mecânica para o atuador de controle de voo, essas entradas são transformadas em sinais elétricos pelo

computador da aeronave, os quais são passados para a servoválvula que, neste caso, serve como interface de potência entre os domínios elétrico e hidráulico, a qual direciona o suprimento hidráulico para o lado apropriado do pistão. O fluido hidráulico então, fluirá para um lado do pistão enquanto sai pelo lado oposto, resultando no movimento do pistão em uma direção dependente da direção do comando do piloto (Adaptado com base em: MOIR & SEABRIDGE, 2008; MARÉ, 2016). Um exemplo de SHA pode ser visto na Figura 2:

Figura 2 – Atuador de controle por *fly-by-wire* para o controle do leme do Boeing B777.



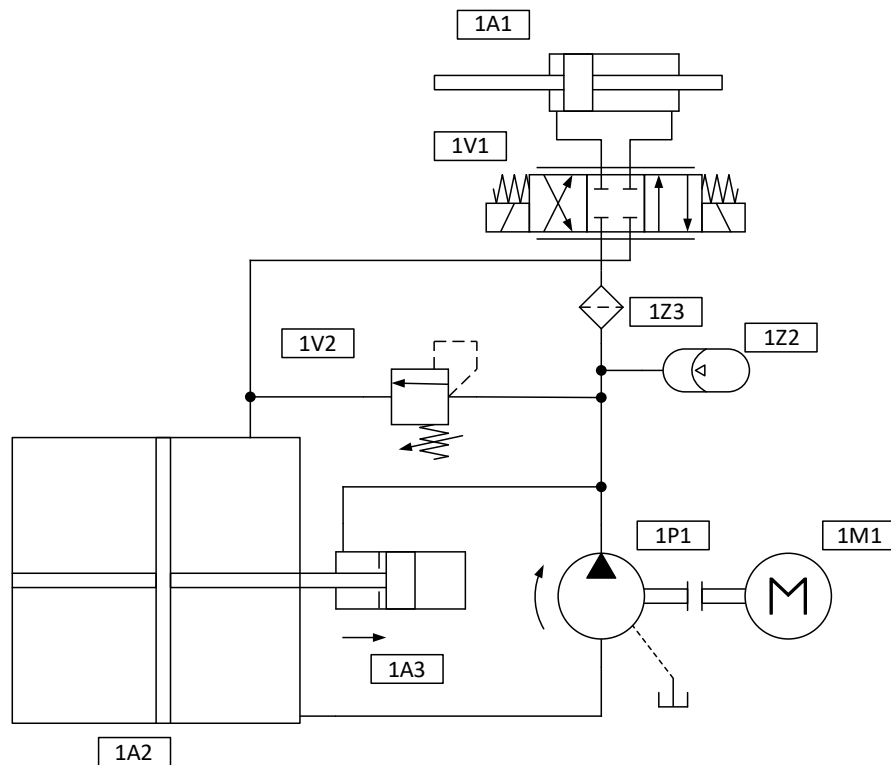
Fonte: Adaptado de Maré, 2016.

O atuador hidráulico é capaz de aceitar potência hidráulica de dois sistemas hidráulicos idênticos/redundantes. O benefício desse arranjo é que se mantém o controle total mesmo após a perda de fluido ou em falha de qualquer um dos sistemas hidráulicos. Isso é importante mesmo em um sistema simples, pois a perda de um ou mais atuadores de superfícies de controle associadas pode afetar severamente o manuseio da aeronave. Os atuadores em si têm um modo de reversão simples após a falha, que consiste em centralizar-se automaticamente sob a influência das forças aerodinâmicas. Esse modo de reversão é chamado de centralização aerodinâmica e é geralmente preferido em relação ao congelamento ou bloqueio de uma superfície de controle em algum ponto intermediário de seu curso (MARÉ, 2017).

A Figura 3 traz um circuito típico do SHA. Esse circuito representa um circuito típico utilizado como sistema de suprimento de aeronaves. Aqui a bomba 1P1 fornece

fluido para o sistema, o qual pressuriza até a pressão de pré-carga da válvula de alívio, 1V2. A válvula 1V2 conecta a linha de alta pressão com a linha de reservatório, a qual é pressurizada pelo reservatório tipo *bootstrap*, o qual será estudado mais para frente nesse sistema. O SHA, 1A1, tem a vazão de fluido controlada através da servoválvula 1V1.

Figura 3 – Circuito típico do SHA.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

2.1.2.2 EHA

Os sistemas hidráulicos convencionais possuem alguns problemas: eles são pesados e requerem espaço significativo. Um atuador hidráulico convencional é continuamente pressurizado por um sistema hidráulico centralizado. O sistema de fornecimento está constantemente pressurizado, independentemente de haver demanda ou não, enquanto as demandas do atuador são mínimas em muitos casos. Nessa situação, a maior parte da energia proveniente do sistema de fornecimento hidráulico é convertida em calor através dos orifícios de válvulas. Portanto, o atuador

com fornecimento de pressão constante desperdiça a energia do motor e tem um consumo de combustível muito alto (WANG *et al.*, 2016).

Para resolver esses problemas, surgiram os atuadores eletro-hidrostáticos (EHA). O EHA é um tipo de atuador que utiliza eletrônica de potência e técnicas de controle para fornecer uma atuação eficiente de controle de voo (WANG *et al.*, 2016). Eles transmitem potência para a carga através de um loop hidrostático que envolve, dentro do atuador, um motor elétrico, uma bomba e um cilindro hidráulico (MARÉ, 2016). Quando o equipamento de controle do atuador envia o comando, o sistema elétrico atua rapidamente sobre a eletrônica para acionar o motor de velocidade variável e pressurizar o atuador, resultando no movimento correspondente da superfície de controle. Uma vez que a saída da superfície atende à demanda, a eletrônica de potência retorna ao seu estado normal de inatividade (WANG *et al.*, 2016). Por conta de suas capacidades, os EHAs são utilizados em aeronaves modernas, como o Airbus A380 e o Lockheed Martin F-35 (MOIR & SEABRIDGE, 2008). O EHA utilizado no F-35 pode ser visto na Figura 4:

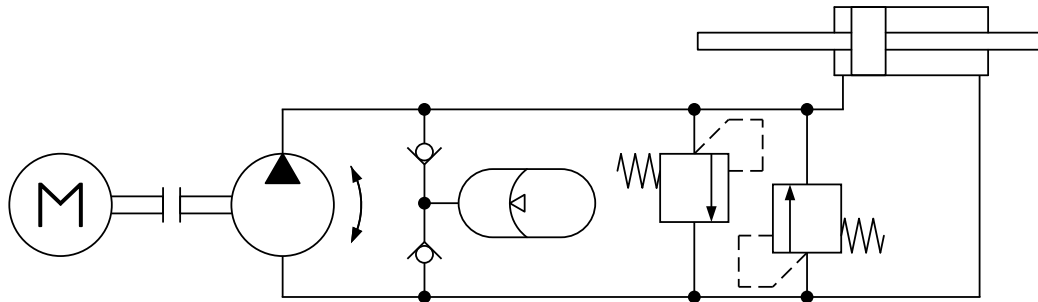
Figura 4 – Atuador *dual-tanden* do *flaperon* do Lockheed Martin F-35.



Fonte: Maré, 2017.

A Figura 5 traz um circuito típico do EHA.

Figura 5 – Circuito típico do EHA.



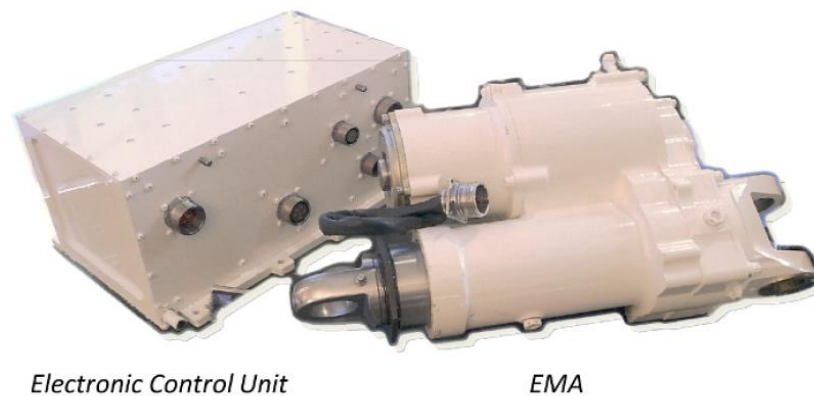
Fonte: Elaborado pelo autor com base em Nostrani, 2021.

2.1.2.3 EMA

O EMA é um tipo de atuador que utiliza um motor elétrico e um conjunto de caixa de engrenagens para acionar o movimento das superfícies, em vez de um sistema de atuação alimentado por hidráulica. O EMA usa um sinal elétrico para acionar o motor elétrico DC, e o motor DC, juntamente com a redução de engrenagem, aciona o movimento das superfícies. A estrutura do EMA é simples em comparação com o atuador sinalizado eletricamente e alimentado por hidráulica (WANG *et al.*, 2016). A Figura 6 apresenta o EMA utilizado no Boeing 787.

Apesar de sua estrutura simples e eficiente, seu uso ainda não é muito difundido quando se trata de realizar funções críticas de alta potência, devido à falta de maturidade de algumas de suas funções. Sua capacidade de produzir força é menor e o tempo de resposta é mais longo do que o necessário para os controles de voo. Além disso, o EMA possui uma desvantagem: a possibilidade de travamento do atuador, o que restringe sua aplicação nos controles primários das aeronaves. (MARÉ, 2016; WANG *et al.*, 2016).

Figura 6 – EMA utilizado no spoiler do Boeing 787.



Fonte: Maré, 2017.

2.2 RESERVATÓRIO PRESSURIZADO

Reservatórios, que são componentes importantes para o sistema hidráulico de aeronaves, funcionam armazenando e condicionando um volume suficiente de fluido hidráulico para garantir um suprimento constante de fluido para as bombas. O reservatório recebe fluido da linha de retorno da aeronave, armazena o fluido e, em seguida, permite que o fluido flua para a linha de sucção das bombas hidráulicas (LI TAO, 2016).

Os volumes são significativamente menores, devido aos requisitos de economia de peso, além de serem pressurizados. A pressurização do reservatório é necessária para garantir um fornecimento adequado de fluido para a bomba hidráulica, independentemente do alinhamento da aeronave, aceleração, etc. Além disso, o sistema pressurizado é projetado para garantir que as bombas funcionem sem cavitação (AALTONEN, 2016; LI TAO, 2016).

Existem várias maneiras de conseguir a pressurização do reservatório: carga de ar usando ar sangrado do motor, carga de gás inerte (nitrogênio) e reservatório tipo *bootstrap* (AALTONEN, 2016).

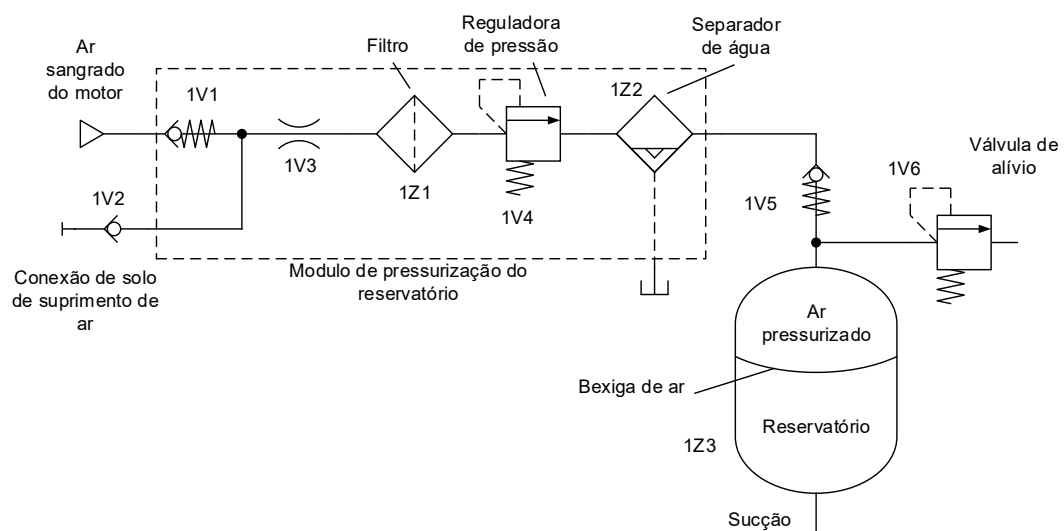
2.2.1 Carga de ar usando ar sangrado do motor

O ar sangrado do motor é fornecido ao módulo de pressurização do reservatório, que filtra partículas, remove água e regula a pressão fornecida aos reservatórios da aeronave. O módulo de pressurização do reservatório também inclui

uma porta para pressurizar os reservatórios a partir de uma fonte de suprimento de ar terrestre. É importante fornecer essa capacidade porque, se a equipe de manutenção liberar o ar pressurizado para trabalhar no sistema, eles devem re-pressurizar os reservatórios com ar ou cavitação ocorrerá quando as bombas forem reiniciadas (LI TAO, 2016).

O sistema hidráulico dos Airbus A318/A319/A320/A321 e Boeing B737 utiliza um reservatório pressurizado por ar sangrado para manter a pressão de retorno no reservatório, e seu esquema é mostrado na Figura 7 (LI TAO, 2016):

Figura 7 – Reservatório pressurizado por ar sangrado.



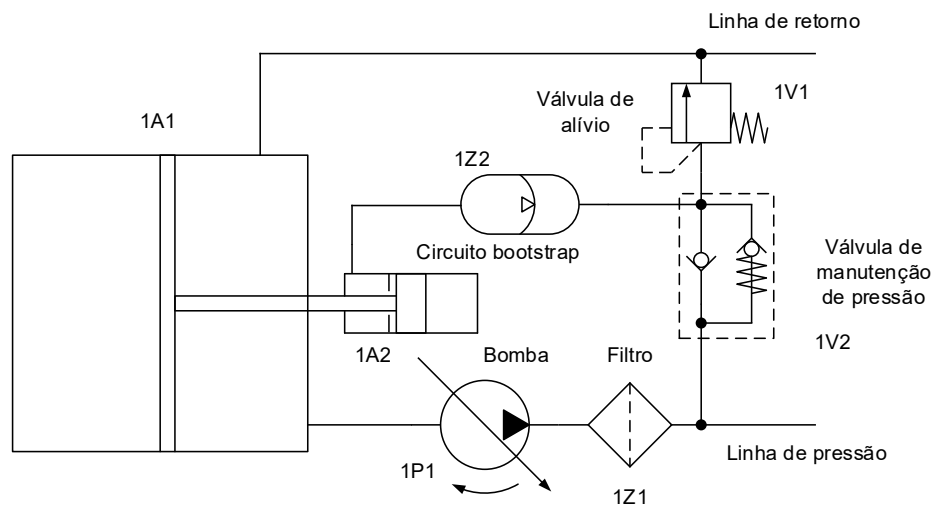
Fonte: Elaborado pelo autor com base em Li Tao, 2016.

Reservatórios carregados com ar são usados principalmente em aeronaves comerciais que utilizam fluidos hidráulicos sintéticos à base de éster não inflamáveis. Os fluidos à base de hidrocarbonetos comumente usados em aeronaves militares tornam os reservatórios carregados com ar inutilizáveis em seus sistemas, pois a combinação de fluido à base de hidrocarbonetos, mesmo que seja resistente ao fogo, e ar pressurizado representa um grande risco de incêndio. Portanto, os reservatórios pressurizados a gás em aeronaves militares são carregados com algum gás inerte, tipicamente nitrogênio (AALTONEN, 2016).

2.2.2 Reservatório tipo *bootstrap* com carga de gás inerte

O reservatório *Bootstrap* a gás utiliza o gás de um acumulador para pressurizar a linha de reservatório. O sistema hidráulico do Sukhoi Superjet 100/SSJ-100 utiliza o reservatório tipo *bootstrap* com acumulador a gás, e seu esquema é mostrado na Figura 8 (LI TAO, 2016):

Figura 8 – Reservatório tipo *bootstrap* com acumulador a gás.



Fonte: Li Tao, 2016.

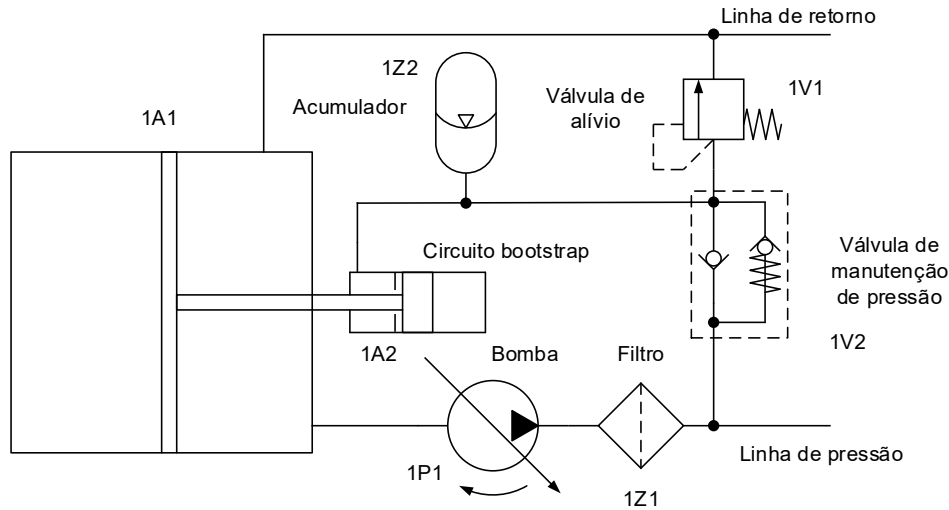
Este sistema consegue manter a pressão por longos períodos, pois mesmo que todo o fluido do acumulador seja esvaziado por conta dos vazamentos internos do sistema, o gás se mantém pressurizado. No entanto, há um problema: as vedações do reservatório não funcionam bem em temperaturas frias, e o gás nitrogênio passa através das vedações do reservatório para o fluido em temperaturas ambiente abaixo de -50°C . Devido aos caminhos adicionais de vazamento de gás, a manutenção do acumulador será mais frequente com o reservatório de *bootstrap* do tipo gás (Adaptado de LI TAO, 2016).

2.2.3 Reservatório tipo *bootstrap*

Um tipo comum de reservatório em aeronaves modernas, tanto militares quanto comerciais, é o reservatório de *bootstrap*, no qual o reservatório é auto pressurizado usando a pressão do próprio sistema. Cada vez mais aeronaves têm selecionado este tipo abordagem para manter a pressão de retorno. (AALTONEN,

2016; LI TAO, 2016). O esquema do reservatório tipo *bootstrap* é mostrado na Figura 9:

Figura 9 – Reservatório tipo *bootstrap*.

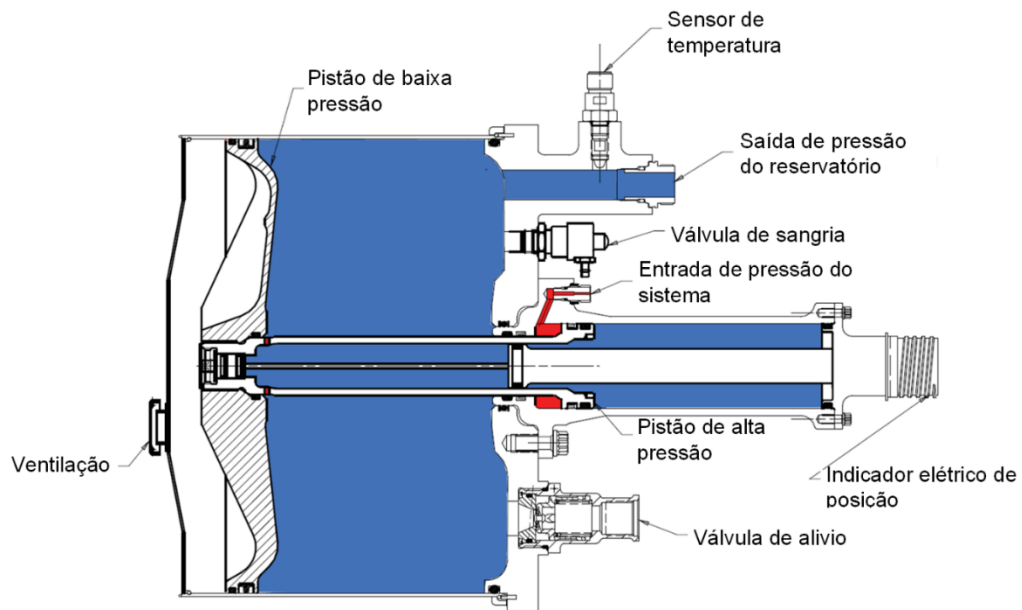


Fonte: Li Tao, 2016.

Quando a bomba está funcionando, ela fornecerá vazão para pressurizar o acumulador e a câmara do *bootstrap*, o qual pressuriza a linha de reservatório. Quando o sistema é desligado, a pressão do sistema cai até a pressão de abertura da válvula de manutenção de pressão, a qual fecha e mantém o fluido confinado na região de pressurização do reservatório. Isso reduz significativamente a queda de pressão, uma vez que o sistema da aeronave não está mais recebendo fluido dessa parte do sistema. Então, acumulador compensará os vazamentos internos do sistema, atuando sobre o 1A2 do *bootstrap*, mantendo a pressão de retorno na linha do reservatório. Não haverá pressão no *bootstrap* quando todo o fluido for utilizado para compensar os vazamentos internos, e o acumulador retornará à pressão de pré-carga (LI TAO, 2016).

Comparado com o reservatório pressurizado por ar, o reservatório de *bootstrap* do tipo hidráulico tem menos peças. Aeronaves como o Boeing 787 e o A350 utilizam o reservatório tipo *bootstrap* (LI TAO, 2016). O reservatório tipo *bootstrap* é mostrado em detalhes na Figura 10:

Figura 10 – Reservatório tipo *bootstrap* em detalhes.



Fonte: Adaptado de Aaltonen, 2016.

O reservatório *bootstrap* do tipo hidráulico é uma solução amplamente utilizada. Mas a desvantagem dessa abordagem é que a duração pela qual a pressão de *bootstrap* pode ser mantida, é uma função dos vazamentos no circuito (válvula de alívio e válvula de manutenção de pressão) e da quantidade de fluido retido neste circuito pelo acumulador. Normalmente, o acumulador é dimensionado para fornecer não menos que 8 horas de pressurização (LI TAO, 2016).

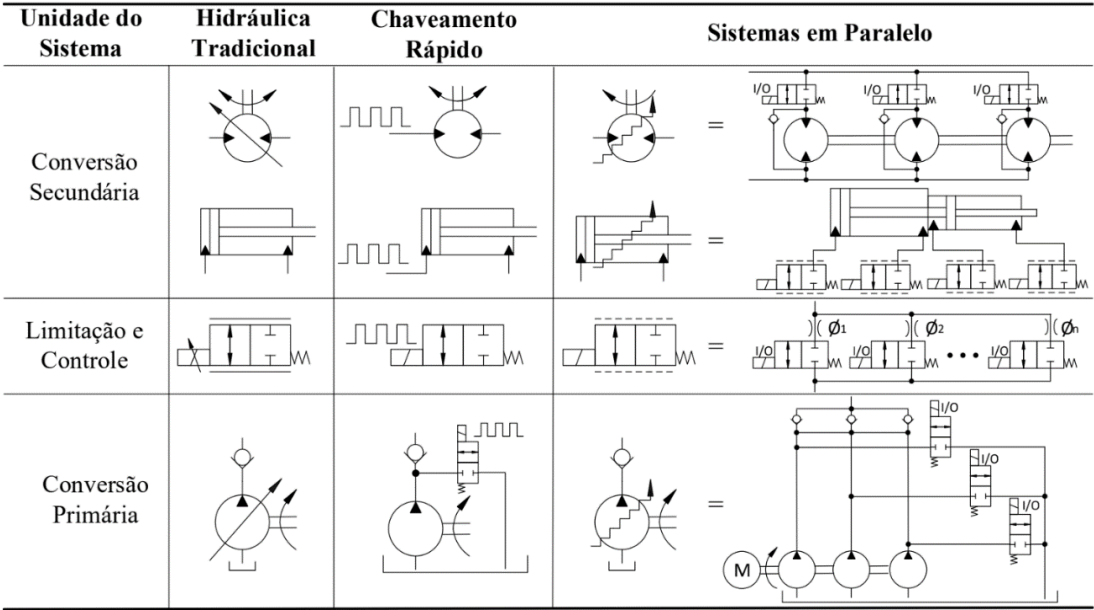
2.3 HIDRÁULICA DIGITAL

Linjama (2011) define os sistemas hidráulicos digitais como sistemas hidráulicos que possuem componentes discretos, os quais são capazes de controlar ativamente a saída do sistema, conforme apresentado na introdução deste trabalho. Segundo Nostrani (2021), a hidráulica digital surgiu como uma alternativa aos sistemas hidráulicos convencionais, visando alcançar sistemas mais eficientes em termos de energia.

As soluções de um sistema hidráulico digital são baseadas em duas estratégias de operação: elementos associados em paralelo ou chaveamento rápido. Nos sistemas de chaveamento rápido, são utilizadas uma ou mais válvulas controladas por meio da técnica de modulação por largura de pulso (*Pulse-Width-Modulation*), sendo a vazão de controle dependente da largura e da frequência de

pulsos de chaveamento. Já os sistemas em paralelo, a vazão de controle é resultante da contribuição das válvulas selecionadas, sendo a quantidade e o tamanho das válvulas os fatores determinantes do comportamento do sistema (LINJAMA, 2011; LOPES, 2021). A Figura 11 exemplifica as soluções da hidráulica digital:

Figura 11 – Soluções típicas em hidráulica digital.



Fonte: Elaborado por Lopes (2021) baseado em Linjama (2011), Belan (2018), Nostrani (2021).

Linjama (2011) informa que o forte esforço e interesse em hidráulica digital indicam que ela tem alguns benefícios quando comparada aos sistemas tradicionais. O mesmo autor traz uma lista sobre os benefícios desta tecnologia:

1. Componentes robustos, simples e confiáveis;
2. Melhor desempenho devido às válvulas mais rápidas;
3. Maior grau de flexibilidade e programabilidade. No entanto, o mesmo também pode ser alcançado por novas soluções analógicas;
4. Unificação dos componentes hidráulicos. O software de controle determina as características, em vez do carretel da válvula, por exemplo. Isso também pode ser alcançado por sistemas de válvulas analógicas distribuídas;
5. Maior eficiência na bomba e motor;
6. Soluções completamente novas são possíveis, como conversores de chaveamento e DHPMS (Sistemas de Potência Hidráulica Digital).

Mas também traz alguns desafios:

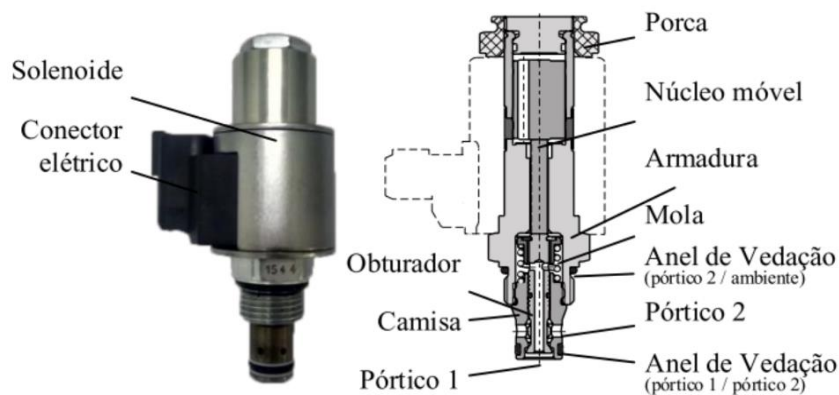
1. Ruído e pulsação de pressão;

2. Durabilidade e vida útil com tecnologia de chaveamento;
3. Tamanho físico e preço com tecnologia de conexão paralela;
4. Controle complicado e não convencional.

2.3.1 Válvula *on/off*

Em ambos conceitos da hidráulica digital, as válvulas *on/off* são consideradas como componentes chaves para o adequado funcionamento destes sistemas. O tipo de válvula usualmente adotado nesta aplicação é de assento, acionadas por solenoide e retorno por mola, podendo ser normalmente fechada ou normalmente aberta. Este tipo válvula tem como características serem de simples construção, apresentarem boa resistência a temperatura e a contaminantes e vazamento interno nulo ou desprezível, o que leva a terem baixas taxas de falha (da ordem de 10^{-6}) e consequentemente, altos níveis de confiabilidade (LOPES, 2021). A Figura 12 apresenta uma típica válvula *on/off* utilizada para compor sistemas hidráulicos digitais:

Figura 12 – Foto e representação em corte de uma válvula *on/off* típica.



Fonte: Mantovani, 2019.

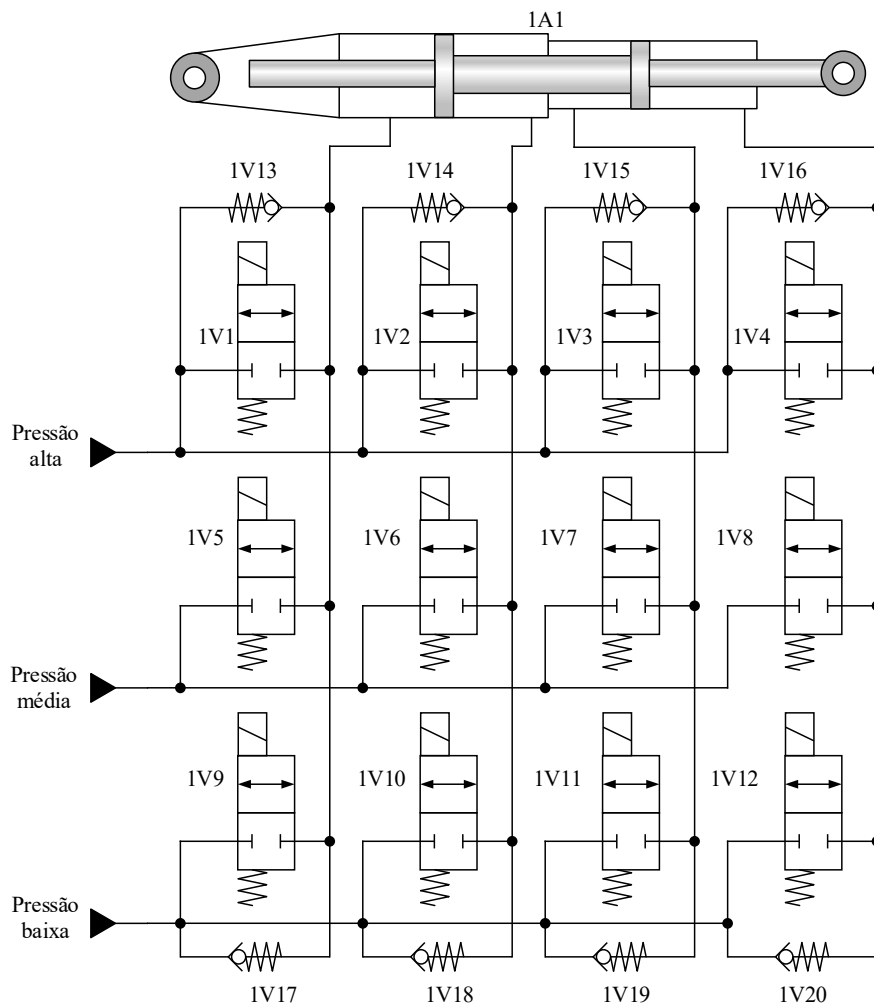
2.3.2 DHA – Atuador hidráulico digital

Este trabalho tem por objetivo desenvolver um sistema de suprimento que será implementado em um DHA. O modelo do DHA em questão foi desenvolvido por Belan (2018) e aperfeiçoado por Lopes (2021), o qual será apresentado a seguir.

O DHA utiliza controle secundário em um cilindro multi-câmaras e múltiplas linhas de pressão de suprimento as quais, nesse caso, são conectadas as câmaras por válvulas *on/off*. Nesta abordagem, as válvulas *on/off* são dimensionadas para

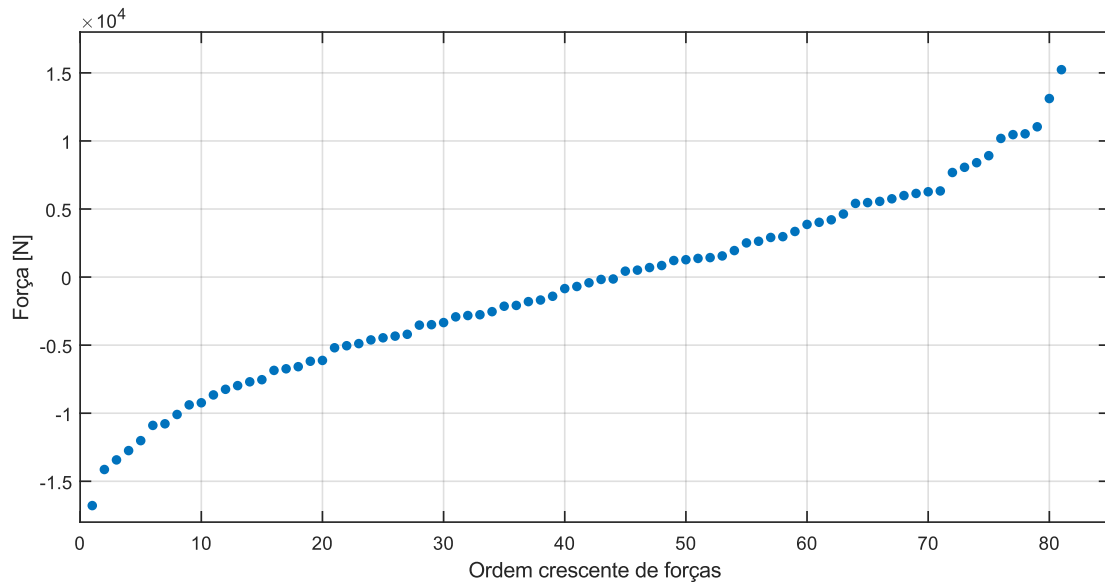
oferecer a menor perda de carga possível e quando acionadas conectarem as pressões de suprimento diretamente às câmaras do cilindro. O número de pressões e áreas distintas do atuador são os dois critérios para determinar o número de forças discretas disponíveis. O DHA utiliza uma unidade hidráulica central com 3 linhas de pressão com valores distintos, um cilindro multicâmaras com 4 câmaras diferentes e 12 válvulas *on/off*, o que resulta em 81 forças discretas para a realização do controle de posição do atuador (LOPES 2021; BELAN 2018). O diagrama de circuito hidráulico do DHA em estudo pode ser visualizado na Figura 13 e as forças que podem ser obtidas nessa configuração na Figura 14:

Figura 13 – Diagrama de circuito hidráulico do DHA.



Fonte: Elaborado pelo autor com base em Belan, 2018.

Figura 14 – Forças produzidas pelo DHA.



Fonte: Elaborado pelo autor com base em Belan, 2018.

Neste caso, as áreas do atuador são iguais $13,48 \text{ cm}^2$ para a câmara A, $7,07 \text{ cm}^2$ para a câmara B, $11,20 \text{ cm}^2$ para a câmara C e $15,72 \text{ cm}^2$ para a câmara D. As pressões das linhas são de 70 bar (7 MPa) para a linha de alta pressão, 45 bar (4,5 MPa) para a linha de média pressão e 7,5 bar (0,75 MPa) para a linha de baixa. Os resultados apresentados por Belan (2018) demonstraram uma redução na dissipação de energia entre 80% a 93%, comparando o DHA ao SHA em avaliações a nível de protótipo e entradas típicas de um aileron do modelo de aeronave "*F16systemManeuver*" disponível no software Hopsan® (BELAN, 2018; LOPES, 2021).

3 MODELO DE SIMULAÇÃO

A Seção 3.1 aprofundará o modelo de simulação, abordando os conceitos adotados, as equações utilizadas bem como o arranjo hidráulico do sistema. O modelo de simulação será feito principalmente no Software Hopsan combinado com o Matlab/Simulink. O modelo do Hopsan compõe o circuito hidráulico e o modelo do Matlab/Simulink o controlador de posição do DHA.

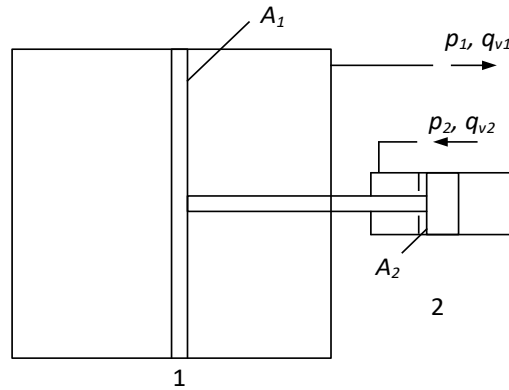
O modelo em questão inclui o sistema responsável por fornecer três pressões constantes e distintas para um atuador hidráulico digital (DHA), além de pressurizar o fluido do reservatório. O modelo do atuador utilizado, das válvulas e do controle de posição foi desenvolvido por Belan (2018), através do Matlab/Simulink e posteriormente aperfeiçoado por Lopes (2021). As pressões utilizadas nas linhas de alta, média e baixa pressão por Lopes (2021), são de, respectivamente, 75 bar (7,5 MPa), 45 bar (4,5 MPa) e 7,5 bar (0,75 MPa). O trabalho em questão utilizará as pressões da câmara de alta e média pressão com os mesmos valores. A linha de reservatório será de 7,5 bar (0,75 MPa) e, por conta disso, a linha de baixa pressão será ligeiramente maior, 10 bar (1 MPa).

3.1 RESERVATÓRIO PRESSURIZADO

Li Tao (2016) afirma que o reservatório tipo *bootstrap*, apresentado na Seção 2.2.3, vem sendo cada vez mais utilizado em aeronaves, tanto militares quanto comerciais. Isto se deve ao fato de esse conceito possuir menos peças móveis quando comparado com os outros conceitos de reservatórios, não possuir contato com ar quente dos motores e conseguir garantir boa vedação mesmo em temperaturas baixas. Devido às vantagens mencionadas, esse tipo de reservatório será utilizado no trabalho em questão.

O conceito tradicional do reservatório tipo *bootstrap*, mostrado na Figura 15, utiliza a própria pressão do sistema, na saída da bomba, para pressurizar uma câmara de um cilindro de área menor.

Figura 15 – Esquema de reservatório *bootstrap*.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

A haste deste cilindro está conectada a uma outra câmara de outro cilindro de área maior. Devido à haste ser a mesma, a força de uma câmara passa para a outra. Com o diferencial de área entre as câmaras e a mesma força, resulta em um diferencial de pressão, proporcional às áreas conforme as equações:

$$F_1 = F_2, \quad (1)$$

$$F = p \cdot A, \quad (2)$$

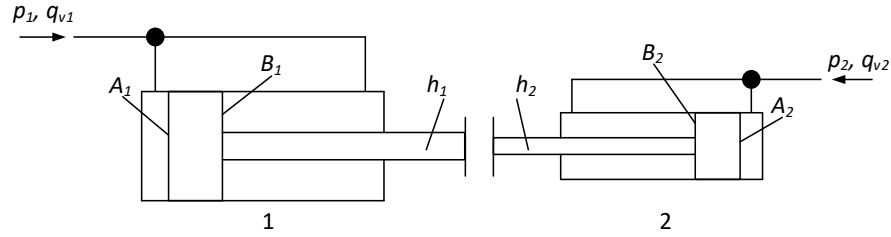
$$p_1 \cdot A_{A1} = p_2 \cdot A_{A2}, \quad (3)$$

$$p_1 = p_2 \cdot \frac{A_{A2}}{A_{A1}}. \quad (4)$$

A Equação (1) mostra o equilíbrio de forças entre a câmara de alta pressão, F_2 , e a câmara de baixa pressão, F_1 . A Equação (2) mostra a relação entre força, pressão e área. Substituindo (2) em (1), obtém-se a Equação (3). A Equação (3) mostra a relação entre as áreas e as pressões das câmaras de baixa pressão e de alta pressão. Isolando a pressão p_1 da câmara de baixa pressão, tem-se a relação entre as pressões e as áreas. Assim, a pressão da câmara de baixa pressão depende da divisão das áreas. Como a área A_1 é maior que a área A_2 , a pressão em 1 acaba sendo menor que a pressão em 2.

O trabalho em questão utiliza um conceito muito próximo do conceito do reservatório *bootstrap*, porém com algumas alterações. O reservatório tipo *bootstrap* possui um custo de aquisição muito elevado. Para garantir que o reservatório do trabalho em questão fosse pressurizado, o conceito da Figura 16 foi adotado:

Figura 16 – Conceito de reservatório *bootstrap* desenvolvido.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

Conforme mostrado na Figura 16, dois cilindros diferenciais convencionais são conectados através da haste, um de frente para o outro. As duas câmaras de cada cilindro são conectadas à mesma linha de pressão. A área da câmara A é igual à soma da área da câmara B e da área da haste h , conforme a Equação (5).

$$A_A = A_B + A_h. \quad (5)$$

Calculando a força resultante do cilindro, conforme a Equação (6), tem-se a diferença entre a força da câmara A e da câmara B. Substituindo a Equação (2) na Equação (6), tem-se a Equação (7). Substituindo a Equação (5) na Equação (7), tem-se a Equação (8).

$$F_r = F_A - F_B, \quad (6)$$

$$F_r = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B, \quad (7)$$

$$F_r = p_A \cdot (A_B + A_h) - p_B \cdot A_B. \quad (8)$$

A pressão nas duas câmaras é a mesma, dessa maneira as áreas da câmara B se anulam e tem-se, por fim, a Equação (9). Como os cilindros estão com as hastes conectadas, a força de uma haste passa para outra. Dessa maneira, pode-se substituir a Equação (9) na Equação (1), resultando na Equação (10). O diferencial de pressão será equivalente à razão de área das hastes dos dois cilindros.

$$F_r = p_A \cdot A_h, \quad (9)$$

$$p_1 = p_2 \cdot \frac{A_{h2}}{A_{h1}}. \quad (10)$$

O objetivo deste conceito de *bootstrap* é utilizar a pressão da linha de alta pressão do sistema, 75 bar (7,5 MPa), para pressurizar a linha de reservatório. Como a pressão pretendida no reservatório é de 7,5 bar (0,75 MPa), é necessário que a relação entre as áreas das hastes seja próxima de 0,1:

$$\frac{A_{h2}}{A_{h1}} \cong 0,1$$

A Bosch Rexroth, fabricante de componentes hidráulicos, conta com um grande catálogo de cilindros, o qual foi utilizado como parâmetro para este trabalho. No catálogo de cilindros diferenciais, têm-se as opções de cilindro de 32 mm de diâmetro e haste de 14 mm e 63 mm de diâmetro com 45 mm de haste, o que representa uma área de haste de, respectivamente, 1,54 cm² e 15,90 cm². Isso resulta em uma relação de áreas de 0,097. Essa relação de área, por sua vez, resulta em uma pressão de 7,26 bar (0,726 MPa) na linha de reservatório, o que representa um próximo do pretendido.

Além das áreas, o catálogo traz as massas dos cilindros de, respectivamente, 2 kg e 8,8 kg. Um ponto importante de se notar: como ambos os lados dos cilindros estão conectados à mesma pressão, não se espera vazamento de uma câmara para outra, logo, o coeficiente de vazamento não interessa para este caso. O atrito viscoso, como não é informado pelo fabricante, foi considerado o padrão do Hopsan, 1000 Ns/m.

3.2 TRES PRESSÕES DISTINTAS

Além do reservatório pressurizado, este trabalho tem por objetivo desenvolver um sistema capaz de fornecer ao DHA três linhas de pressão distintas, uma com 75 bar (7,5 MPa), outra com 45 bar (4,5 MPa) e a última com 10 bar (1 MPa). Além disso, o sistema precisa ser capaz de manter o valor de pressão das linhas próximo do valor pretendido, sem grandes variações. Um detalhe importante de se notar é que os componentes do sistema desenvolvido serão indicados com o número 2 na frente, pois o número 1 foi utilizado para definir o sistema do DHA na Seção 2.3.2.

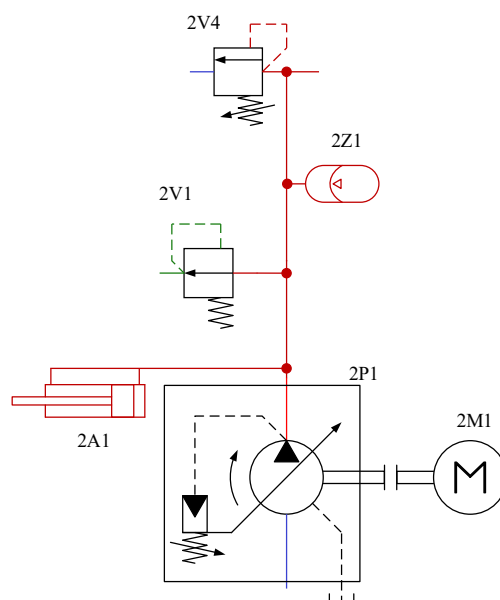
3.2.1 Linha de alta pressão: 75 bar

A linha de alta pressão, a qual é responsável por fornecer a pressão de 75 bar, estará diretamente conectada à saída da bomba, 2P1. A bomba utilizada é uma

bomba com compensação de pressão, a escolha desse tipo de bomba será explorado em detalhes na Seção 3.4. Isso significa que a bomba fornece fluido para essa linha até que a pressão atinja o valor desejado. Neste caso a bomba funciona como fonte de pressão. Ou seja, essa linha será pressurizada pela própria bomba. Para garantir que a pressão não ultrapasse esse valor, uma válvula de alívio, 2V4, será responsável por limitar a pressão dessa linha.

Conforme o atuador se move, esta linha pode acabar perdendo pressão. Para evitar que isso ocorra, um acumulador, 2Z1, estará também conectado a esta linha, para absorver essas variações bruscas de pressão. A Figura 17 mostra a linha de alta pressão:

Figura 17 – Linha de alta pressão em detalhes.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

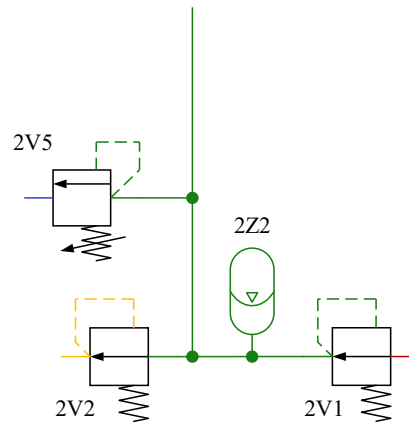
Na Figura 17 também é possível visualizar o motor, 2M1, responsável por fornecer potência de eixo para a bomba. Além do atuador 2A1, responsável por pressurizar a linha de reservatório, bem como a válvula redutora 2V1.

3.2.2 Linha de média pressão: 45 bar

A segunda linha de pressão estará separada da linha de alta pressão por meio de uma válvula redutora de pressão 2V1. A válvula redutora de pressão será responsável por pressurizar essa linha. A válvula redutora de pressão é normalmente

aberta e controla a pressão a jusante (VACCA & FRANZONI, 2021). Ou seja, ela garante a pressão mínima nessa linha. A Figura 18 mostra a linha de média pressão:

Figura 18 – Linha de média pressão em detalhes.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

Para evitar que a pressão ultrapasse muito esse valor, utiliza-se também uma válvula de alívio, 2V5. Dessa maneira, a linha fica com uma faixa de pressão que ela pode operar, comandada pela válvula redutora de pressão e pela válvula de alívio. Este intervalo de pressão é denominado de histerese de pressão. O objetivo desta linha é entregar uma pressão próxima de 45 bar para o atuador, a qual trabalhará com a histerese entre 43 e 48 bar. Intervalos menores que este resulta em perdas de energia por meio das válvulas de alívio, as quais retornam fluido para reservatório. Intervalos maiores resultam em variações consideráveis do espectro de forças do atuador, conforme será mostrado mais para frente.

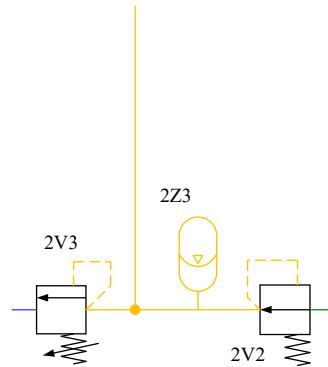
Assim como na linha de alta pressão, essa também sofre com variações de pressão conforme o atuador se move. Para reduzir essas variações de pressão, um acumulador, 2Z2, estará conectado a esta linha.

3.2.3 Linha de baixa pressão: 10 bar

A próxima linha de pressão, de baixa, segue o mesmo princípio da linha de média pressão. Uma válvula redutora de pressão, 2V2, controla a pressão mínima e uma válvula de alívio, 2V3, controla a pressão máxima. Aqui o objetivo é entregar para o sistema 10 bar. Essa linha trabalha com a histerese de pressão entre 8 e 13 bar, de maneira a aumentar a eficiência sem afetar consideravelmente o espectro de forças

do atuador. Seguindo o mesmo raciocínio das duas linhas anteriores, um acumulador, 2Z3, será utilizado aqui para compensar as variações de pressão. A Figura 19 mostra a linha de baixa pressão:

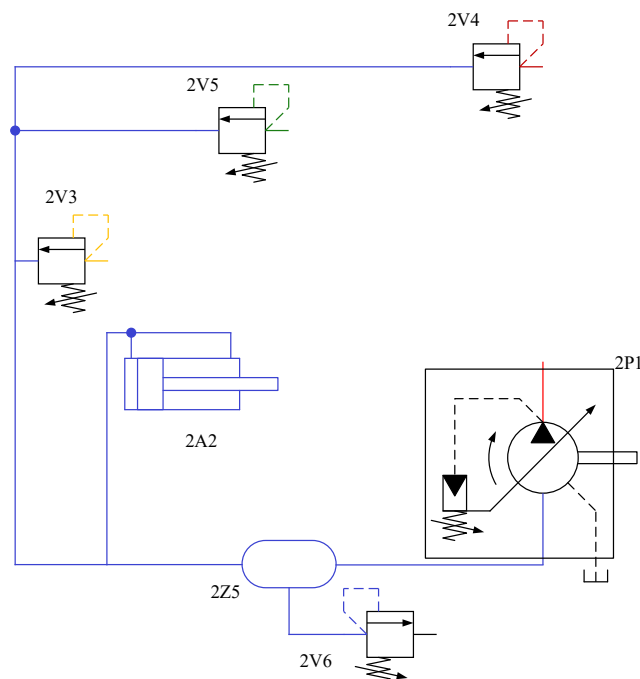
Figura 19 – Linha de baixa pressão em detalhes.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

A linha de reservatório recebe fluido das três válvulas de alívio, 2V3, 2V4 e 2V5. Além disso, ela conta com o atuador 2A2, o qual está mecanicamente acoplado ao atuador da linha de alta pressão e é responsável por pressurizar essa linha. Adicionalmente, a linha de reservatório conta com o reservatório de fluido, 2Z5, e uma válvula de alívio, 2V6, de segurança. A Figura 20 mostra a linha de reservatório:

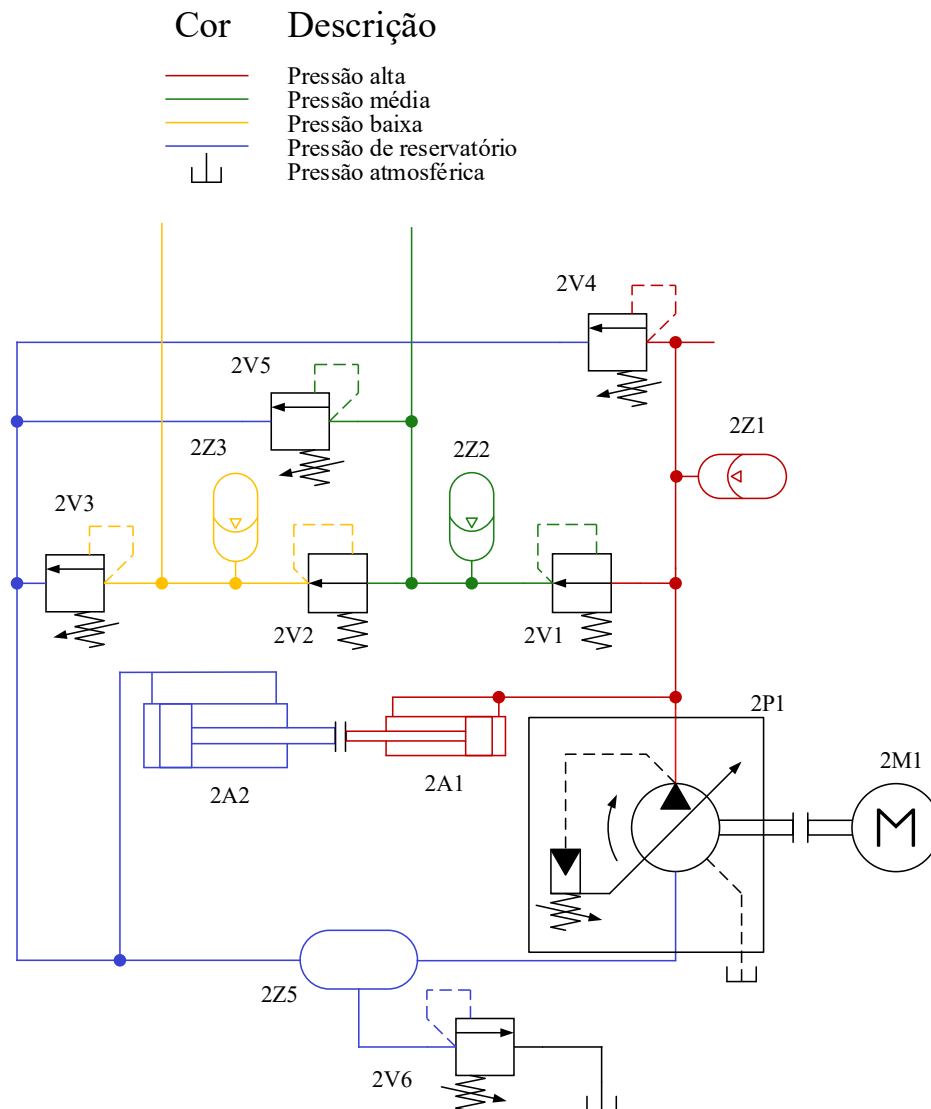
Figura 20 – Linha de reservatório em detalhes.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

O sistema final com as válvulas, acumuladores e a bomba pode ser visto na Figura 21:

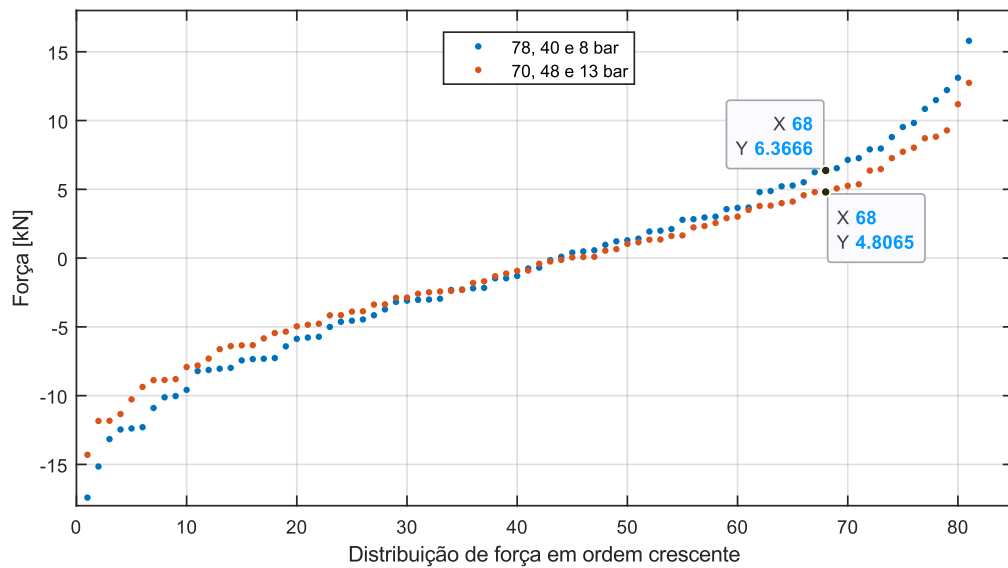
Figura 21 – Sistema final.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

Anteriormente foi comentado sobre a histerese de pressão e como ela afeta o espectro de forças. A Figura 22 traz uma comparação entre o espectro de força com as pressões em 78, 40 e 8 bar em um momento e 70, 48 e 13 bar em outro, a fim de exemplificar esse efeito. O intervalo de pressão utilizado está próximo do intervalo que o sistema está projetado para operar, e pode-se notar que a força de número 68 do espectro, trazido como exemplo, varia em 1,56 kN, o que representa quase 25% de variação entre os dois momentos.

Figura 22 – Comparação do espectro de forças.

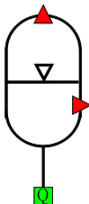


Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

3.3 ACUMULADORES

As três linhas de pressão do sistema de suprimento utilizam acumulador para absorver picos e compensar pequenas quedas de pressões. Cada linha conta com um acumulador de 0,5 litros. A pré carga recomendada dos acumuladores é entre 70% e 90% da pressão de operação (RABIE, 2009). Com isso em mente, a pré carga selecionada para os acumuladores foi de 80% da pressão da respectiva linha. A Tabela 1 traz os parâmetros dos acumuladores:

Tabela 1 - Parâmetros dos acumuladores.

Modelo	Parâmetros	Variável	Valor	Unidade
	Volume dos acumuladores	V_{A1}, V_{A2}, V_{A3}	$0,5 \times 10^{-3}$	m ³
	Volume de gás inicial	$V_{g,A1}, V_{g,A2}, V_{g,A3}$	$0,5 \times 10^{-3}$	m ³
	Pressão de pré carga do gás	$p_{g,A1}, p_{g,A2}, p_{g,A3}$	$(60; 36; 8) \times 10^5$	Pa
	Pressão de operação	p_{A1}, p_{A2}, p_{A3}	$(75; 45; 10) \times 10^5$	Pa
	Gama	γ	1,4	-

Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

3.4 BOMBA HIDRÁULICA

As bombas hidráulicas utilizadas em aeronaves são tipicamente unidades de pistões axiais de deslocamento variável com reguladores de pressão (AALTONEN, 2016). Este tipo de bomba trabalha conforme a demanda de vazão do sistema, o que permite que sejam bem eficientes. Decorrente disto, o tipo de bomba utilizada no sistema deste trabalho será de pistões axiais com deslocamento variável, a qual faz a compensação automática da pressão do sistema. Dessa maneira, a pressão de 75 bar será mantida pela compensação automática da bomba

3.4.1 Dimensionamento da bomba hidráulica

A bomba hidráulica utilizada neste trabalho deve ser corretamente dimensionada para que forneça a quantidade necessária de fluido para o atuador, sem exceder a demanda necessária, a fim de não utilizar uma bomba superdimensionada.

Para isso, inicia-se definindo a frequência natural do sistema. A frequência natural do sistema, ω_{ns} [rad/s], é dada pela Equação 11, onde t_s [s] é o tempo de acomodação, assim (DE NEGRI *et al.*, 2008; MURARO *et al.*, 2013):

$$\omega_{ns} = \frac{6}{t_s}. \quad (11)$$

Definida a frequência natural do sistema, o próximo passo é calcular a velocidade máxima do atuador v_{max} [m/s], sendo definida por:

$$v_{max} = 0,36 \cdot \omega_{ns} \cdot x_{vp}. \quad (12)$$

onde x_{vp} [m] é a amplitude do degrau de deslocamento do cilindro.

Com a velocidade máxima definida, calcula-se a vazão máxima, $q_{v,max}$ [m³/s], necessária para o movimento desejado do atuador no tempo de acomodação. A vazão é calculada multiplicando a velocidade máxima pela área A_{av} [cm²] da câmara de avanço do atuador, sendo:

$$q_{v,max} = v_{max} \cdot A_{av}. \quad (13)$$

A vazão também pode ser calculada pela rotação da bomba, ω [rad/s], e pelo deslocamento volumétrico D [cm³/rev], como segue:

$$q_{v,max} = D \cdot \omega. \quad (14)$$

Para o trabalho em questão, os parâmetros foram definidos como mostra a Tabela 2:

Tabela 2 - Parâmetros para dimensionamento da bomba.

t_s	0,7	s
x_{vp}	0,05	m
A	24,664	cm ²
ω	188,5	rad/s

Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Substituindo os parâmetros nas equações 11, 12 e 13 tem-se os resultados da Tabela 3:

Tabela 3 - Vazão e deslocamento volumétrico da bomba.

$q_{v,max}$	$3,8 \times 10^{-4}$	m ³ /s
D	12,68	cm ³ /rev

Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Pelos resultados mostrados na Tabela 2, será necessária uma bomba hidráulica com deslocamento volumétrico próximo de 13 cm³/rev. Analisando o catalogo de bombas de fabricantes como Bosch/Rexroth e Hydac, pode-se encontrar bombas de deslocamento fixo com 14 cm³/ver, como os modelos da classe AZMF-XX-014 da Bosch-Rexroth e MGE102-1400 da Hydac. Com isso em mente, o deslocamento considerado da bomba foi de 14 cm³/rev. Importante notar que a bomba utilizada será de deslocamento volumétrico variável, ou seja, o valor de deslocamento definido representa o deslocamento máximo da bomba, sendo 0 cm³/rev o deslocamento mínimo.

3.4.2 Vazamento da bomba

Além do dimensionamento do deslocamento da bomba, se faz necessário calcular o coeficiente de vazamento da bomba. A vazão referente ao vazamento da bomba $q_{v,l}$ [m³/s] é mostrado na Equação (15):

$$q_{v,l} = k_l \cdot \Delta p. \quad (15)$$

Onde Δp [Pa] é a diferença entre a pressão de entrada e de saída da bomba e k_l [m³/sPa] o coeficiente de vazamento. A eficiência volumétrica da bomba η_v é calculada como mostra a Equação (16):

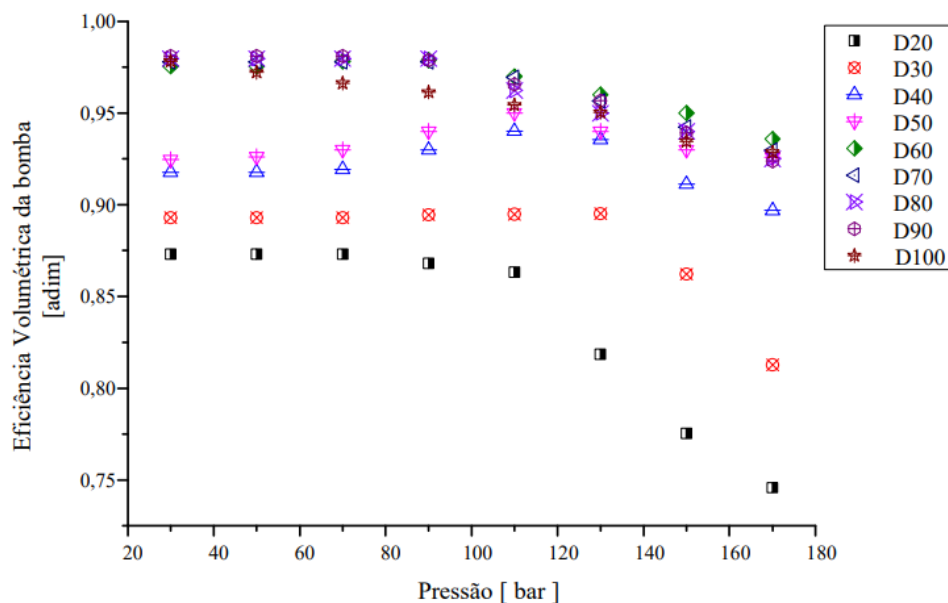
$$\eta_v = 1 - \frac{q_{v,l}}{q_{v,max}}. \quad (16)$$

Onde $q_{v,max}$ [m³/s] é a vazão total que entra na bomba, definida na Equação (14). Reescrevendo a Equação (16) em função de $q_{v,l}$ [m³/s] e substituindo na Equação (15), obtêm-se a Equação (17):

$$k_l = \frac{D \cdot \omega \cdot (1 - \eta_v)}{\Delta p}. \quad (17)$$

A eficiência volumétrica da bomba η_v depende da pressão e do deslocamento e foi definida segundo os dados de Bravo (2017), conforme a Figura 23:

Figura 23 – Eficiência volumétrica da bomba em função da pressão e do deslocamento volumétrico a uma frequência rotacional de 1775 rev/min.

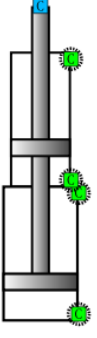


Fonte: Bravo, 2017.

3.5 DHA

O DHA desenvolvido por Belan (2018), e posteriormente aperfeiçoado por Lopes (2021), conta com o circuito hidráulico desenvolvido no software Hopsan e sistema de controle no Matlab/Simulink. A Tabela 4 traz os parâmetros do atuador multicâmaras em configuração tandem da fabricante WIPRO, construído especialmente para a bancada experimental de sistemas hidráulicos digitais do LASHIP.

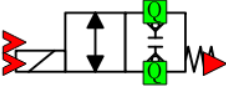
Tabela 4 - Parâmetros do atuador multicâmaras.

Modelo	Parâmetros	Variável	Valor	Unidade
	Area das câmaras	$A_{C,A}, A_{C,B}, A_{C,C}, A_{C,D}$	(15,07; 11,02; 7,07; 13,44) $\times 10^{-4}$	m ²
	Volume morto	$V_A + V_D$	$1,42 \times 10^{-4}$	m ³
		$V_B + V_C$	$1,25 \times 10^{-4}$	
	Curso do atuador	x_{max}	0,2	m
	Coeficiente de vazamento	c_{leak}	1×10^{-16}	m ³ /sPa
	Modulo de compressibilidade	β_0	$1,3 \times 10^9$	Pa

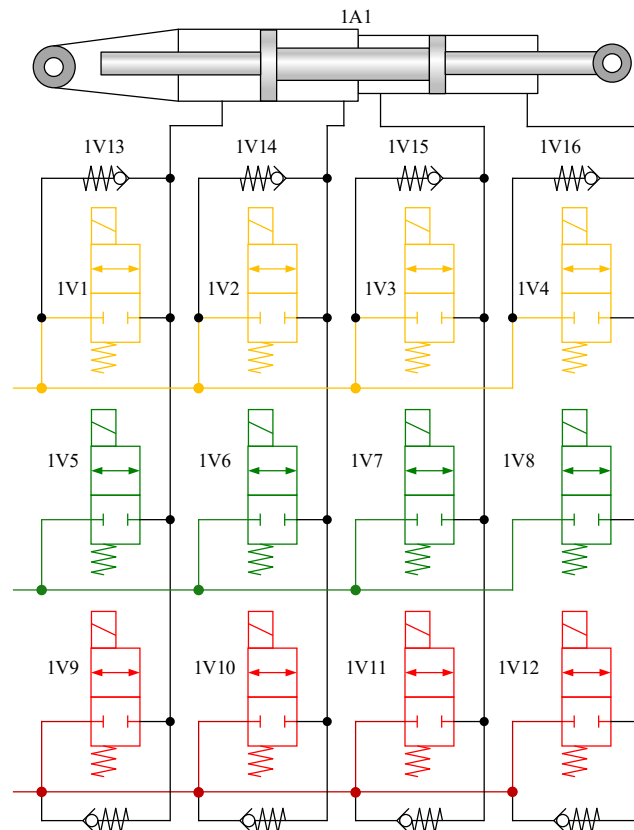
Fonte: Elaborado pelo autor com base em Lopes, 2021.

O atuador tem contato com as linhas de pressão por meio das válvulas *on/off*, sendo que cada câmara conta com três válvulas *on/off*, uma válvula para cada linha de pressão. No total são quatro câmaras com três válvulas cada, totalizando 12 válvulas. Os dados das válvulas selecionadas por Belan (2018) podem ser vistos na Tabela 5. O modelo utilizado do DHA e as 12 válvulas está mostrando em detalhes na Figura 24:

Tabela 5 - Parâmetros da válvula *on/off*.

Modelo	Parâmetros	Variável	Valor	Unidade
	Diâmetro do carretel	d	0,0063	m
	Deslocamento máximo do carretel	x_v	0,00045	m
	Coefficiente do perímetro do carretel	f	1	-
	Coefficiente de descarga 1 para 2	c_{d12}	0,64	-
	Atraso de abertura	t_{sod}	0,01	s
	Tempo de abertura	t_{sor}	0,004	s
	Frequência natural de abertura	$\omega_{n,on}$	2000	rad/s
	Amortecimento abertura	ξ_{on}	0,9	-
	Coefficiente de descarga 1 para 2	c_{d21}	0,69	-
	Atraso de fechamento	t_{scd}	0,009	s
	Tempo de fechamento	t_{scr}	0,004	s
	Frequência natural de fechamento	$\omega_{n,on}$	2000	rad/s
	Amortecimento fechamento	ξ_{on}	0,9	-

Fonte: Elaborado pelo autor com base em Lopes, 2021.

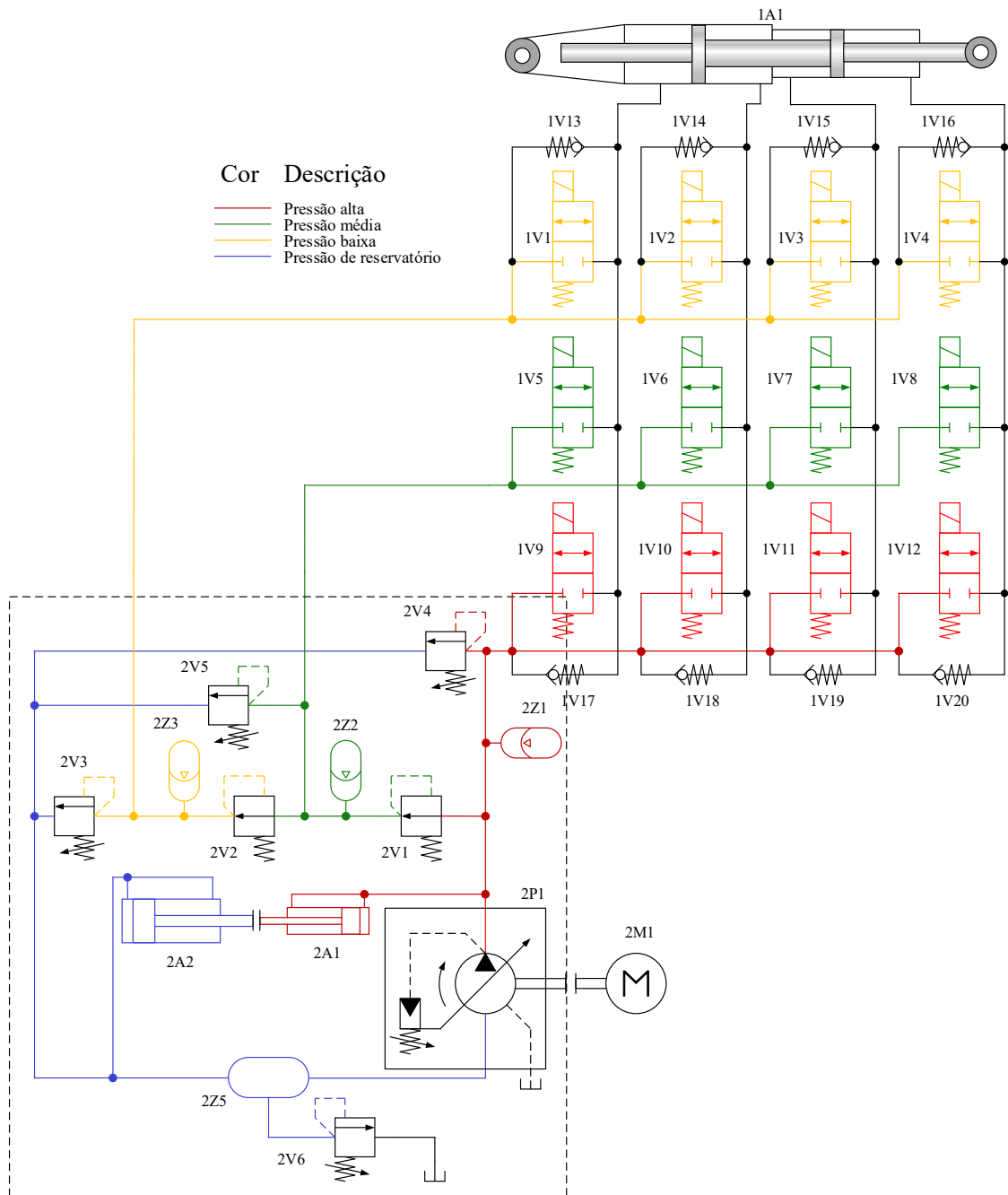
Figura 24 – Modelo do DHA e as 12 válvulas *on/off*.

Fonte: Elaborado pelo autor com base em Lopes, 2021.

3.6 CIRCUITO COMPLETO

O circuito completo, resultado da união do sistema de suprimento com o DHA e as válvulas *on/off* pode ser visto na Figura 25:

Figura 25 – Sistema completo.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2024.

O DHA, 1A1, está conectada com as válvulas *on/off*, 1V1 à 1V12. Cada linha de pressão conta com quatro válvulas *on/off*, uma para cada câmara do atuador. As

válvulas 1V1 a 1V4 são da linha amarela, de baixa pressão. As válvulas 1V5 a 1V8 são da linha verde, de media pressão. As válvulas 1V9 a 1V12 são da linha vermelha, de alta pressão. O sistema de suprimento junto com o reservatório pressurizado está representado dentro da área pontilhada. A bomba, 2P1, fornece fluido para o sistema. Na linha vermelha, representando a linha de alta pressão, o fluido é fornecido para o atuador 2A1 do *bootstrap*, o acumulador 2Z1 e para as válvulas 1V9 a 1V12 do DHA. A válvula redutora 2V1 conecta a linha de alta pressão com a linha de media pressão, representada pela cor verde. Nessa linha há o acumulador 2Z2 bem como as válvulas 1V5 a 1V8. A válvula redutora 2V2 conecta a linha de media pressão com a linha de baixa, representada pela cor amarela. Nessa linha há também um acumulador, 2Z3, bem como as válvulas 1V1 a 1V4. As válvulas de alívio 2V3, 2V4 e 2V5 conectam as linhas de pressão com a linha azul, de reservatório. Nessa linha há o atuador 2A2 do *bootstrap* bem como o reservatório 2Z5. Adicionalmente, há a válvula de alívio 2V6, para efeitos de segurança, que conecta o reservatório pressurizado com um reservatório a pressão atmosférica.

3.7 CÁLCULO DE EFICIÊNCIA DO SISTEMA

O objetivo geral do projeto, presente na Seção 1.1, comenta sobre a eficiência do sistema, que é necessário manter a eficiência do DHA em comparação com sistemas hidráulicos convencionais. Esta seção mostra como foi calculada a eficiência do sistema.

3.7.1 Energia suprida pela bomba

Para o cálculo da eficiência do sistema, inicia-se definindo a energia entregue ao sistema pela bomba. A equação da potência hidráulica P_h [W] da bomba é mostrada na Equação (18):

$$P_h = q_v \cdot \Delta p. \quad (18)$$

Ou seja, a potência hidráulica é a multiplicação da vazão da bomba q_v [m³/s] pela diferença entre a pressão de saída e de entrada Δp [Pa].

A relação entre energia E [J] e potência P [W] é dada como mostra a Equação (19):

$$P = \frac{dE}{dt}. \quad (19)$$

A potência é a derivada no tempo da energia. Substituindo a Equação (18) na Equação (19), tem-se a energia hidráulica E_h [J] fornecida pela bomba:

$$E_h = \int_{t_i}^{t_f} q_v \cdot \Delta p \, dt. \quad (20)$$

A Equação (20) mostra que a energia fornecida pela bomba é a integral analisada de um tempo inicial t_i [s] até um tempo final t_f [s] da potência hidráulica.

3.7.2 Energia consumida pelo atuador

A potência mecânica consumida pelo atuador $P_{m,A}$ [W] é dada pela Equação (21):

$$P_{m,A} = F_m \cdot v. \quad (21)$$

Onde F_m [N] é a força mecânica realizada pelo atuador e v [m/s] a velocidade. Substituindo a Equação (21) na Equação (19) tem-se a Equação (22) que mostra a energia mecânica consumida pelo atuador $E_{m,A}$ [J]:

$$E_{m,A} = \int_{t_i}^{t_f} F_m \cdot v \, dt. \quad (22)$$

3.7.3 Eficiência do sistema

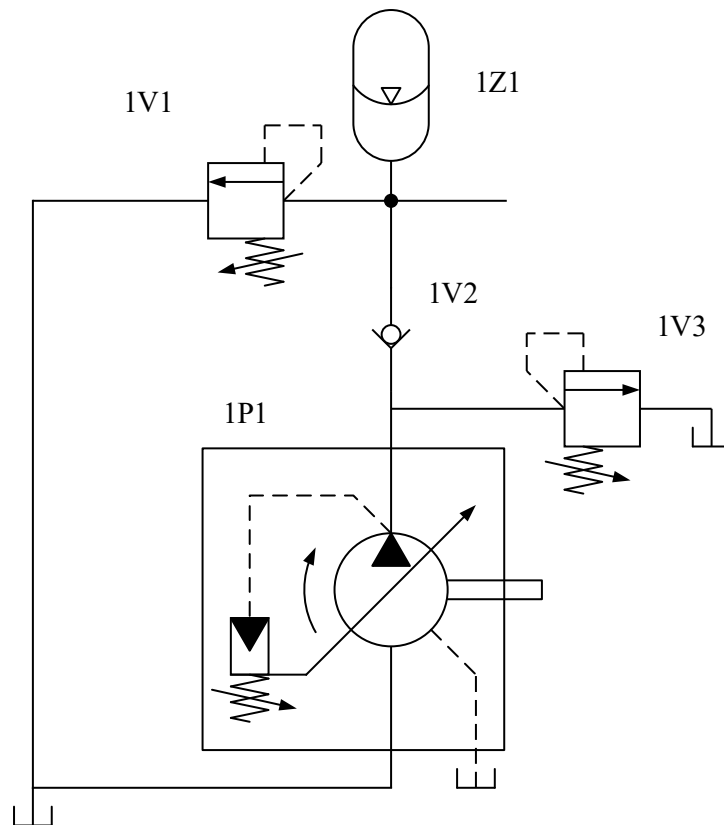
A eficiência η de um sistema hidráulico é dada pela relação da energia fornecida pela bomba E_h [J] pela energia consumida pelo atuador $E_{m,A}$ [J], como mostra a Equação (23)

$$\eta = \frac{E_{m,A}}{E_h}. \quad (23)$$

3.8 SISTEMA DE SUPRIMENTO CONVENCIONAL

A fim de comparar os resultados de eficiência do sistema proposto, um sistema de suprimento convencional foi desenvolvido. A Figura 26 mostra em detalhes o sistema desenvolvido:

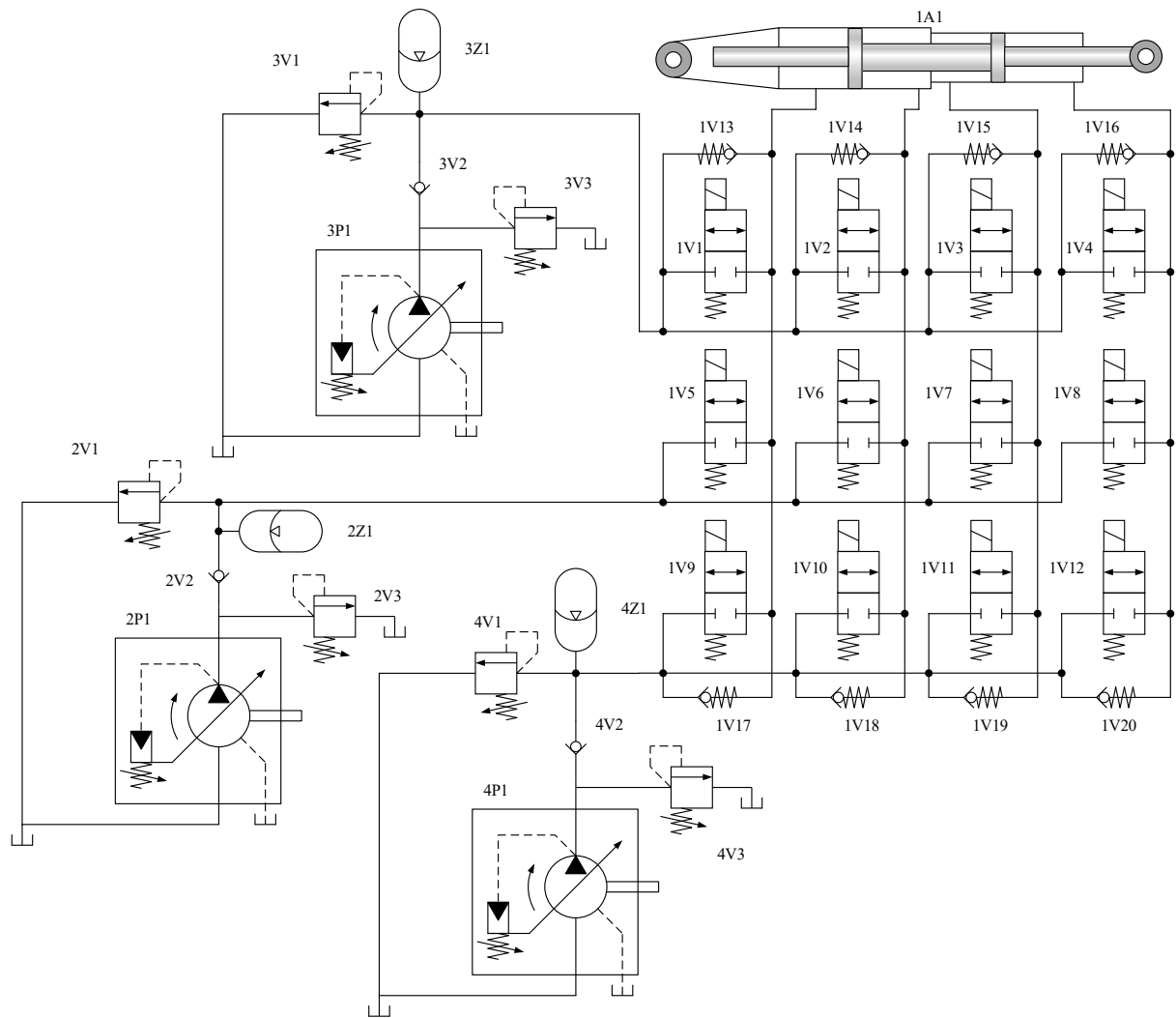
Figura 26 – Sistema de suprimento convencional.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2025.

O sistema consiste em uma bomba de deslocamento variável com compensação de pressão 1P1, responsável por fornecer fluido para o sistema. Na saída da bomba há uma válvula de retenção 1V2 para evitar que o fluido retorne para a entrada da bomba. Além da válvula de retenção, o sistema conta com a válvula de alívio 1V1, responsável por limitar a pressão da linha após a retenção, e a válvula de alívio 1V2, para limitar a pressão na linha entre bomba e a válvula de retenção. Há também o acumulador 1Z1 para absorver choques de pressão e armazenar fluido. Cada linha de pressão do DHA utiliza um sistema independente, sendo três sistemas no total. O de alta pressão trabalha com 75 bar, o de media pressão com 45 bar e o de baixa pressão com 10 bar. Os acumuladores possuem os mesmos parâmetros fornecidos pela Tabela 1. A Figura 27 traz em detalhes o sistema de suprimento convencional junto com o DHA:

Figura 27 – Sistema de suprimento convencional e DHA.



Fonte: Desenvolvido pelo autor, 2025.

4 SIMULAÇÃO E RESULTADOS

Esta seção será dedicada a trazer os resultados de simulação do conjunto do sistema de fornecimento de energia hidráulica mais o DHA. Como mencionado na Seção 1.1, o sistema de suprimento precisa fornecer as pressões para as linhas e ser capaz de manter a pressão dentro da histerese definida para cada linha.

Para as simulações, o atuador inicia o movimento sempre na posição do central. Podendo o atuador, a partir da posição central, se deslocar 0,1 metros para a esquerda ou para a direita. O atuador realiza a força contra uma mola de rigidez k_m de 105.000 N/m que está com uma pré carga de 500 N.

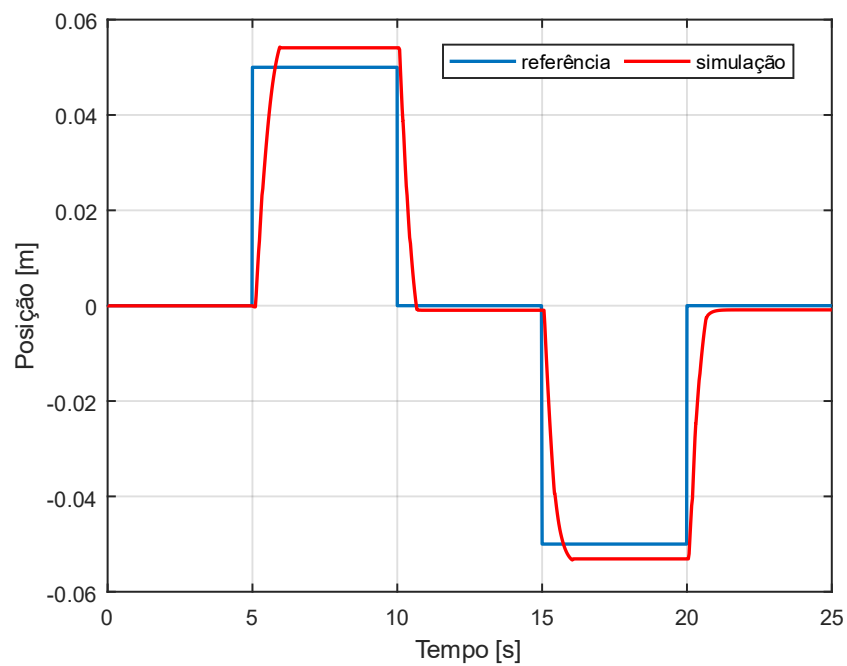
Os ganhos do controlador foram definidos como: ganho proporcional (k_p) como 150 N/m e ganho integral (k_i) como 10 Ns/m. Os ganhos foram ajustados a fim de obter o tempo de acomodação de 0,7 segundos.

4.1 ENTRADA EM DEGRAU

O primeiro movimento do atuador será um conjunto de degraus. Aqui, o atuador inicia na posição central, isto é, em zero. O primeiro degrau inicia aos 5 segundos de simulação e a cada 5 segundos os demais são fornecidos ao sistema. O objetivo desse espaçamento de tempo é permitir que o sistema entre em regime permanente entre as entradas em degrau. O primeiro degrau fornece 0,05 m de posição, o segundo -0,05 m, fazendo com que o atuador retorne para a posição inicial. O próximo fornece -0,05 m, fazendo com que o atuador se desloque do centro para a esquerda. E por fim, o último degrau fornece 0,05 m, retornando o atuador para a posição central. O objetivo deste sinal de entrada é validar como o sistema se comporta considerando o máximo degrau o qual ele foi dimensionado, na Seção 3.4.1, para ambos os sentidos de movimento.

A Figura 28 mostra o movimento do atuador, em vermelho, e a entrada do sistema de controle, em azul.

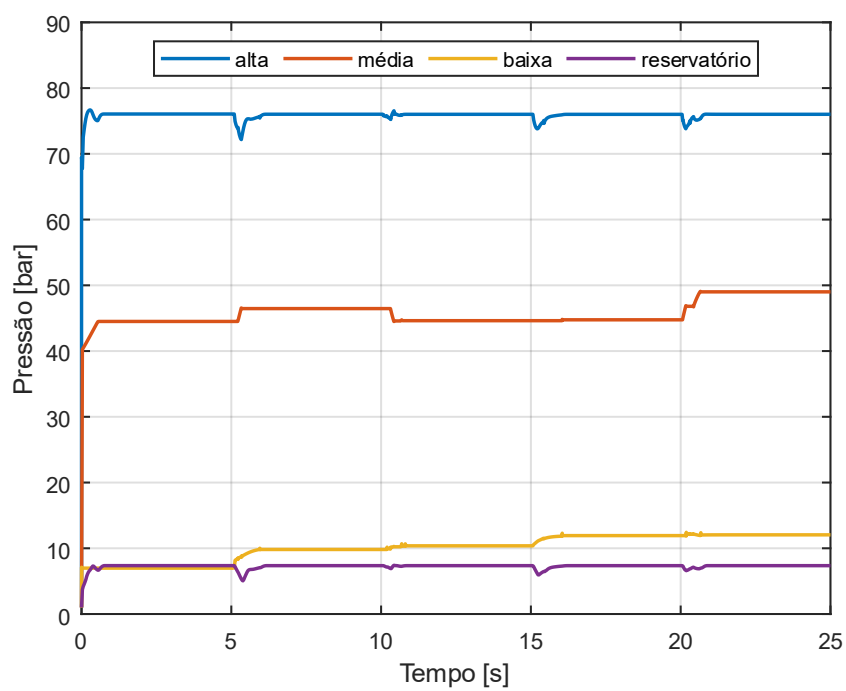
Figura 28 – Posição do atuador.



Fonte: Autor, 2024.

A Figura 29 mostra o comportamento das quatro pressões do sistema, alta, média, baixa e de reservatório.

Figura 29 – Pressões do sistema.

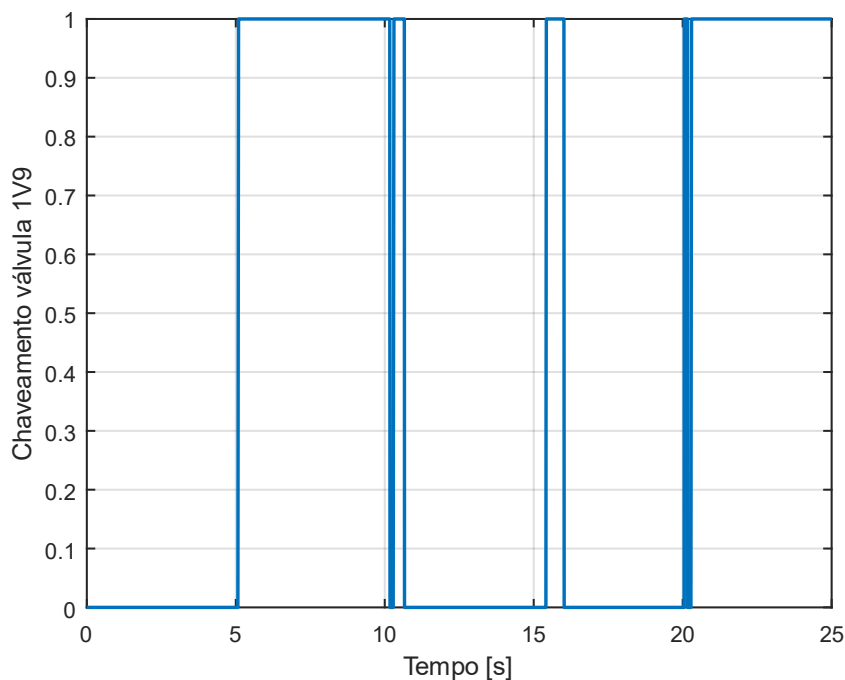


Fonte: Autor, 2024.

Os resultados mostram que, quando o atuador se move, a pressão das linhas varia conforme a entrada ou saída de fluido. Na linha de alta pressão, o sistema manteve a pressão próxima do valor de 75 bar, no entanto, há pequenas quedas de pressão no momento em que o atuador se move, indicando que ele recebe fluido dessa linha.

A linha de média pressão sofreu um aumento de pressão no final do movimento. Isso indica que o controle do sistema chaveou as válvulas de tal maneira que essa linha recebeu fluido e este foi armazenado no acumulador. O chaveamento da válvula 1V9 é mostrado na Figura 30 como exemplo do chaveamento do sistema. Por conta do aumento de pressão estar abaixo da pressão de abertura da válvula de alívio, a pressão dessa linha se mantém elevada.

Figura 30 – Chaveamento da válvula 1V9.

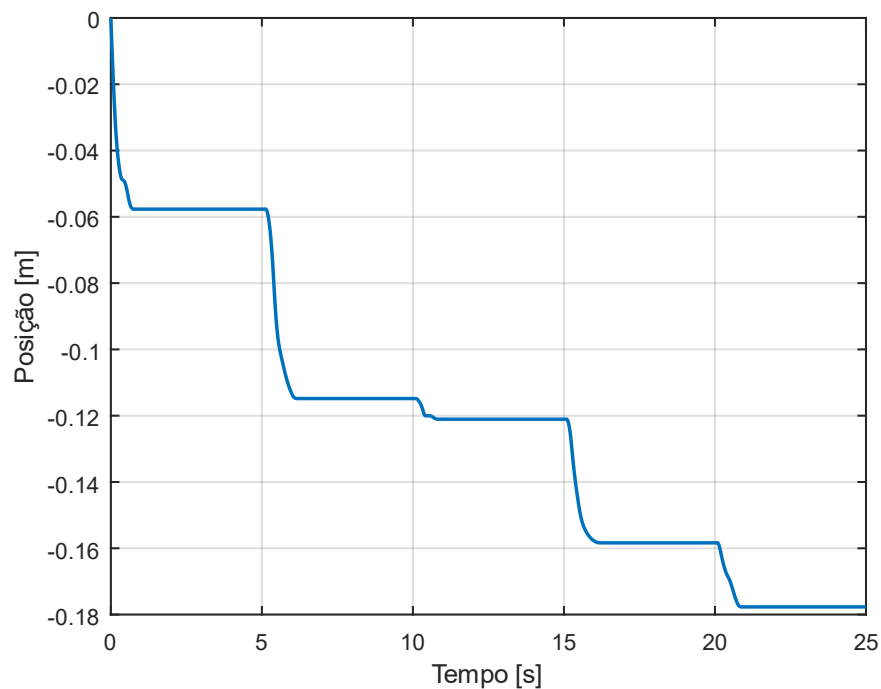


Fonte: Autor, 2024.

A linha de baixa pressão sofre um aumento de pressão no início do movimento e posteriormente se mantém próximo de 11 bar. Posteriormente, a pressão sobe até próximo do valor máximo de 13 bar e se mantém neste valor, o que indica que a válvula de alívio atuou para limitar a pressão dessa linha.

A linha de reservatório tem um comportamento parecido com a linha de alta pressão, por conta de elas estarem mecanicamente acopladas através das hastes dos atuadores 2A1 e 2A2. Isso implica que a pressão da linha de reservatório será igual a linha de alta pressão multiplicada pela relação das áreas dos atuadores (que neste caso é próxima de 0,1). A Figura 31 mostra a posição do embolo do *bootstrap*.

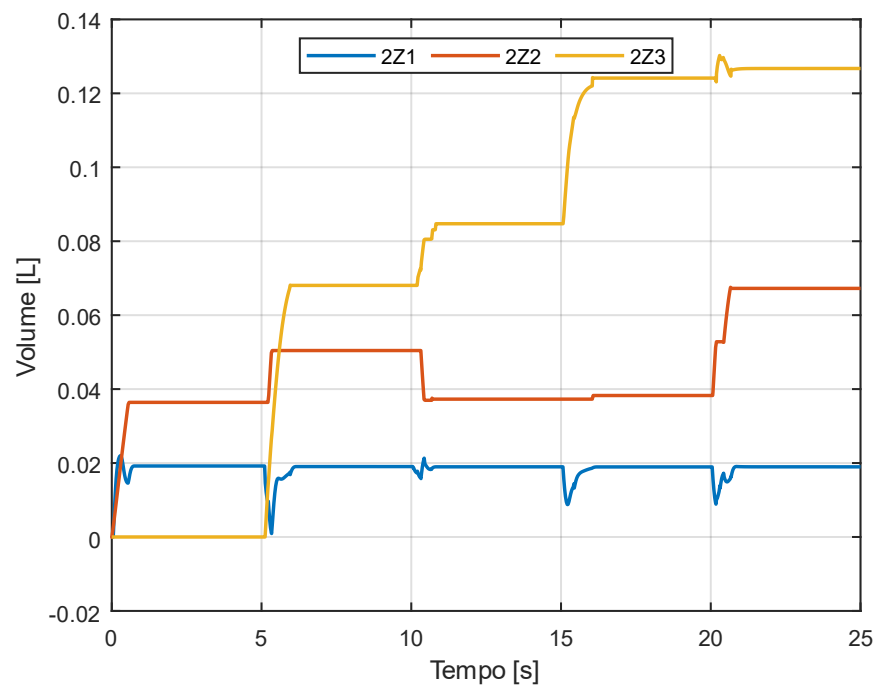
Figura 31 – Posição do embolo do reservatório.



Fonte: Autor, 2024.

Interessante notar que, à medida que o DHA se move, o embolo do reservatório se desloca para a esquerda (Deslocamento negativo). Esse deslocamento faz com que o embolo do atuador do reservatório, 2A2, ocupe parte do volume interno do atuador, ou seja, a linha de reservatório está reduzindo o volume de fluido. Consequentemente, as outras linhas estão aumentando seu volume interno. Isso se deve ao fato de que, à medida que o sistema pressuriza as linhas, os acumuladores armazenam fluido. Como pode ser visto na Figura 29, a linha de média e baixa pressão sofrem aumento de pressão durante o movimento do DHA, e esse comportamento é esperado, pois significa que o sistema está reaproveitando o fluido utilizado pelo atuador. A Figura 32 mostra em detalhes o volume de fluido armazenado nos acumuladores.

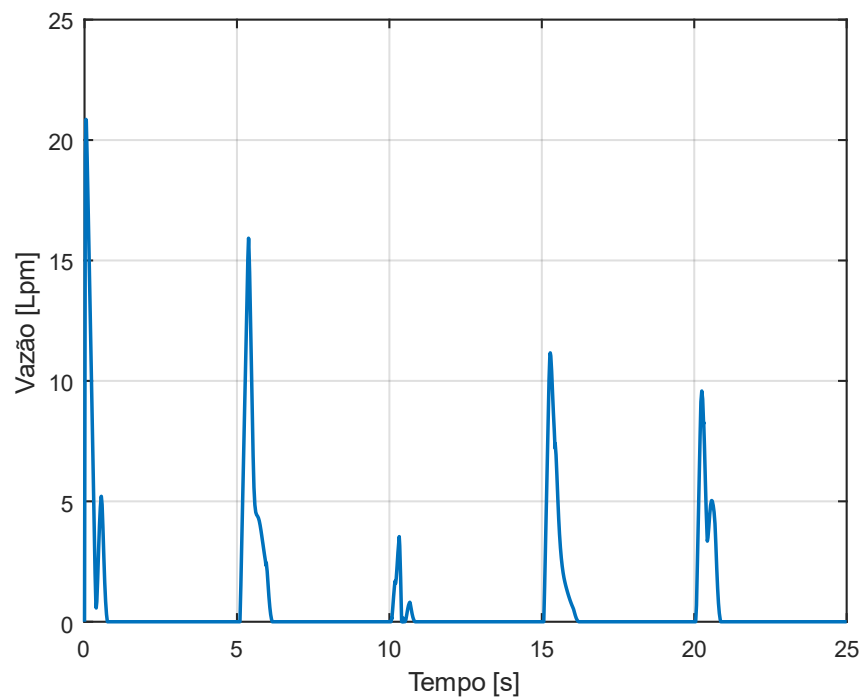
Figura 32 – Volume de fluido nos acumuladores.



Fonte: Autor, 2024.

A próxima imagem, Figura 33, mostra o comportamento da vazão da bomba.

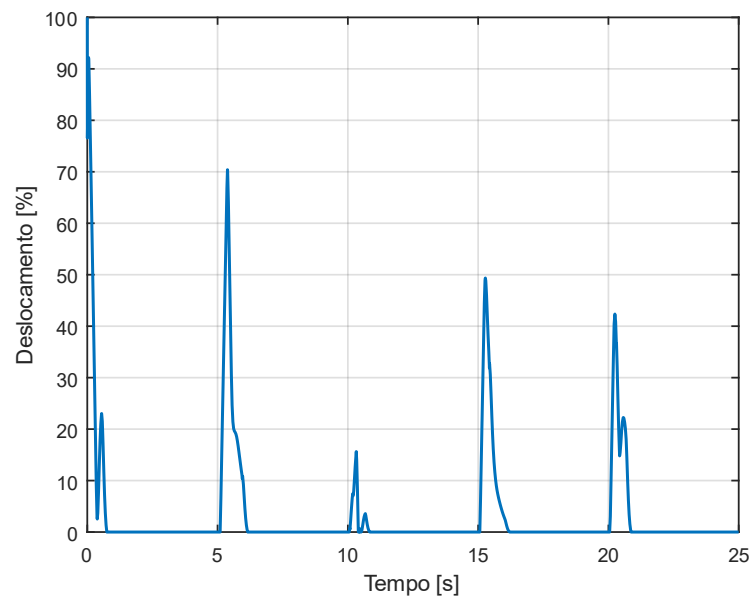
Figura 33 – Vazão da bomba.



Fonte: Autor, 2024.

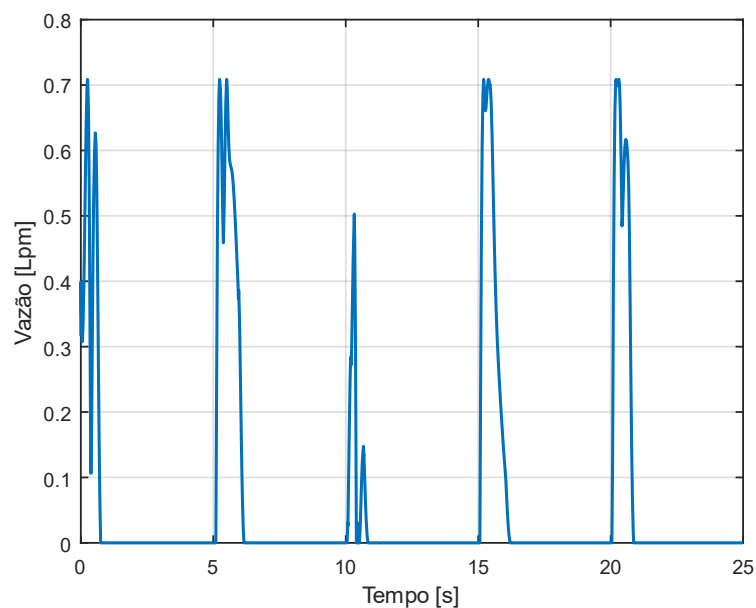
A partir dos resultados mostrados na Figura 33, quando o atuador se move, a pressão na linha de alta pressão cai (por conta de esta estar fornecendo fluido para o atuador), a bomba, então, aumenta o deslocamento para compensar a perda de pressão da linha. O deslocamento volumétrico da bomba pode ser visto na Figura 34 e o vazamento na Figura 35.

Figura 34 – Deslocamento volumétrico.



Fonte: Autor, 2024.

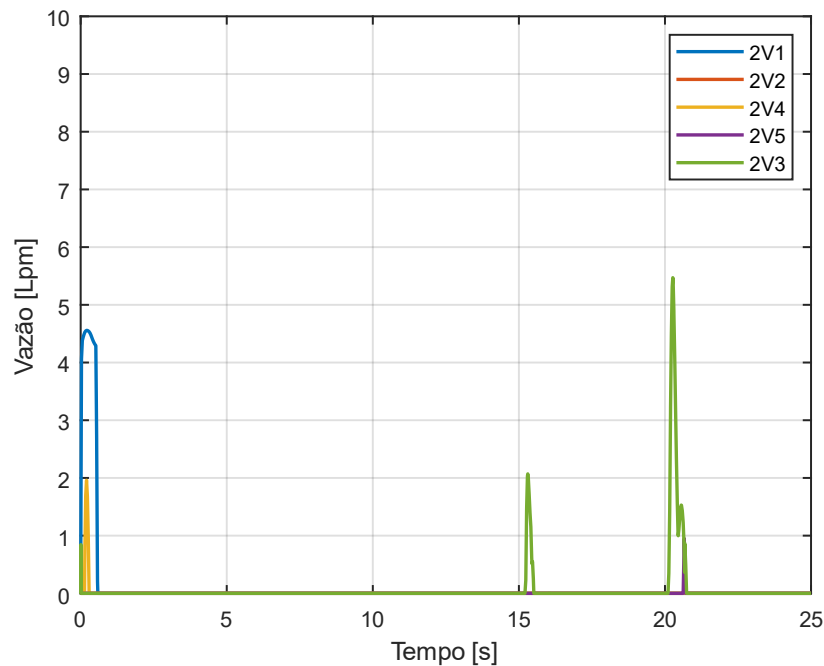
Figura 35 – Vazamento.



Fonte: Autor, 2024.

A Figura 36 mostra a vazão nas válvulas de alívio e de redução de pressão.

Figura 36 – Vazão nas válvulas.

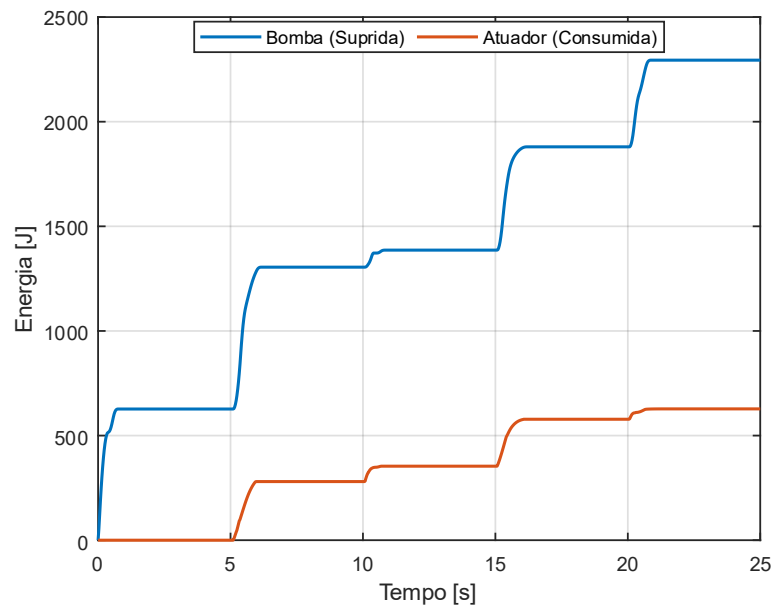


Fonte: Autor, 2024.

Com os resultados mostrados, as válvulas permanecem praticamente fechadas a maior parte do tempo. Com exceção da válvula de alívio da linha de baixa pressão. Essa linha recebe fluido ao longo dos movimentos do atuador, o que implica em um aumento de pressão. Para garantir que a pressão não ultrapasse o valor pretendido, a válvula de alívio atua para limitar a pressão.

Para a simulação em questão, o sistema de suprimento forneceu 2295 J para o atuador, o qual utilizou 628 J, resultando em uma eficiência da ordem de 27%. A energia fornecida pela bomba e consumida pelo atuador pode ser vista na Figura 37.

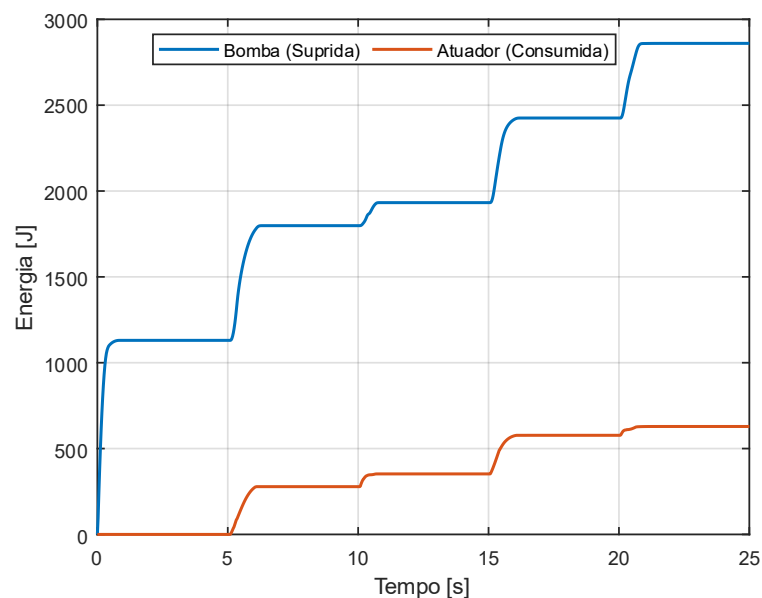
Figura 37 – Energia fornecida pela bomba e consumida pelo atuador.



Fonte: Autor, 2024.

O sistema de suprimento convencional forneceu, para a entrada em degrau, 2860 J para o atuador, que utilizou 628 J, resultando em aproximadamente 22% de eficiência. A Figura 38 traz em detalhes as energias do sistema convencional para a entrada em degrau:

Figura 38 – Energia fornecida pelas bombas do sistema convencional e consumida pelo atuador.



Fonte: Autor, 2024.

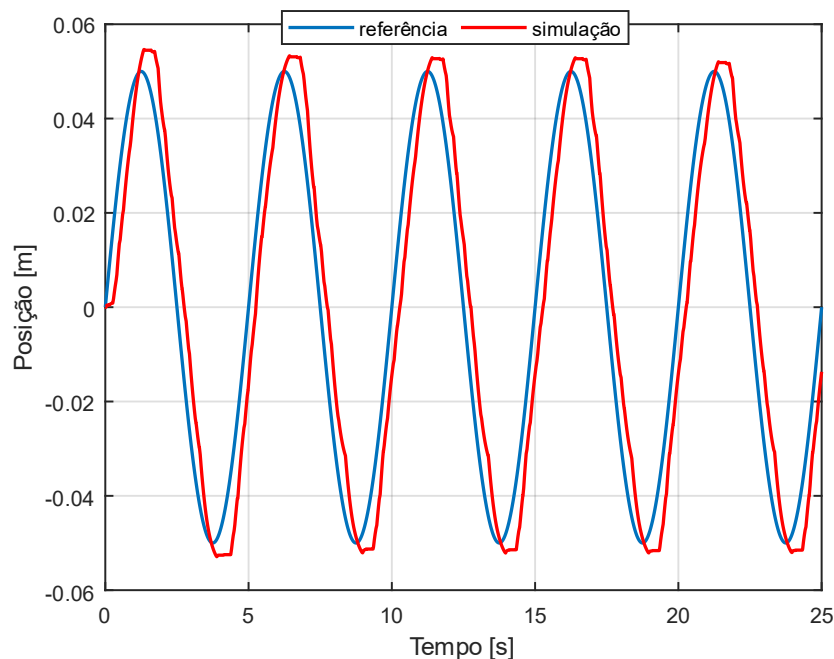
4.2 ENTRADA EM SENO

Os degraus do caso anterior avaliam como o sistema se comporta com entradas constantes no tempo, sendo o sistema submetido a variações de posição a cada 5 segundos. Isso implica que o sistema entra em regime permanente entre os sinais. Agora, o objetivo é fornecer ao sistema uma entrada que está constantemente variando no tempo,

Para isso, será fornecida uma entrada em seno com amplitude de 0,05 metros e frequência de 0,2 Hz, ou seja, a cada 5 segundos o seno completa um período.

A Figura 39 mostra o movimento do atuador, em vermelho, e a entrada do sistema, em azul.

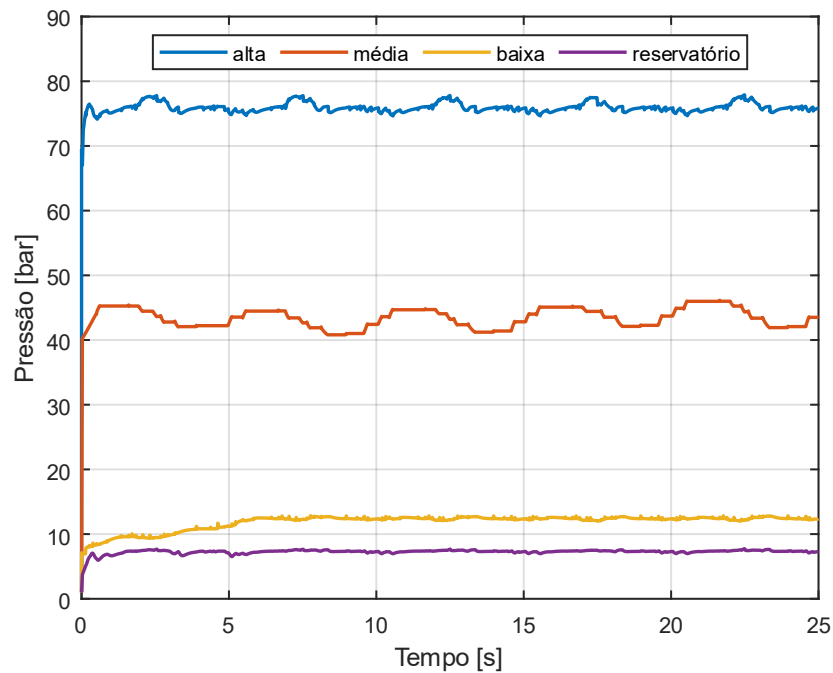
Figura 39 – Posição do atuador para entrada em seno.



Fonte: Autor, 2024.

A Figura 40 mostra o comportamento da pressão nas linhas de pressão.

Figura 40 – Pressões do sistema para entrada em seno.

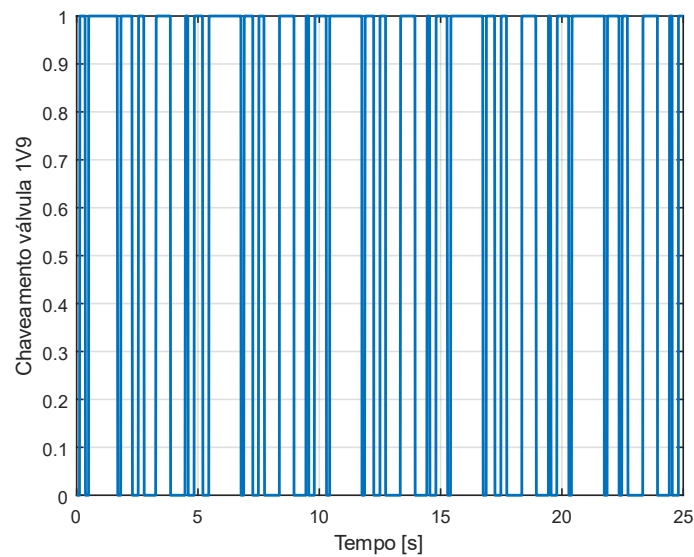


Fonte: Autor, 2024.

Neste caso, como o atuador está em constante movimento, as pressões variam ao longo de toda a simulação, dentro dos intervalos projetados. Isso significa que as válvulas, de alívio e redutora, estão atuando para manter as pressões dentro dos valores pretendidos.

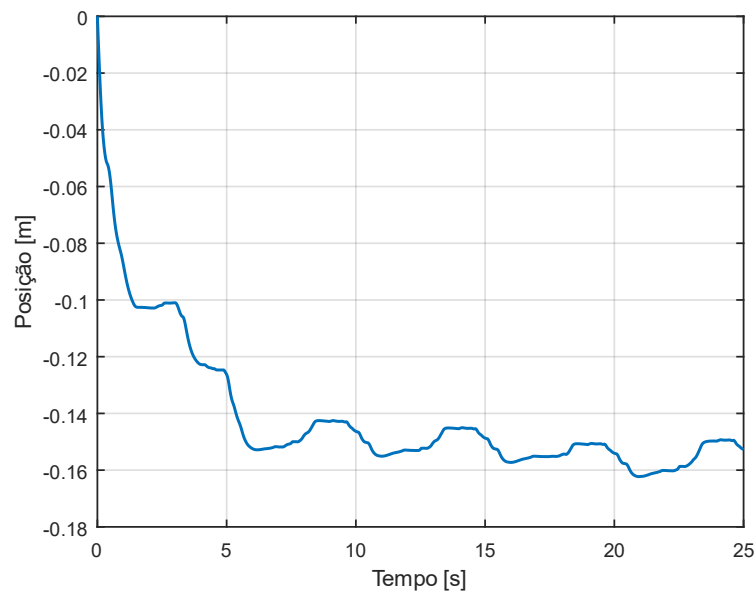
A Figura 41 traz como exemplo o chaveamento da válvula 1V9. A Figura 42 traz a posição do embolo do reservatório para entrada em seno.

Figura 41 – Chaveamento da válvula 1V9 para entrada em seno.



Fonte: Autor, 2024.

Figura 42 – Posição do embolo do reservatório para entrada em seno.

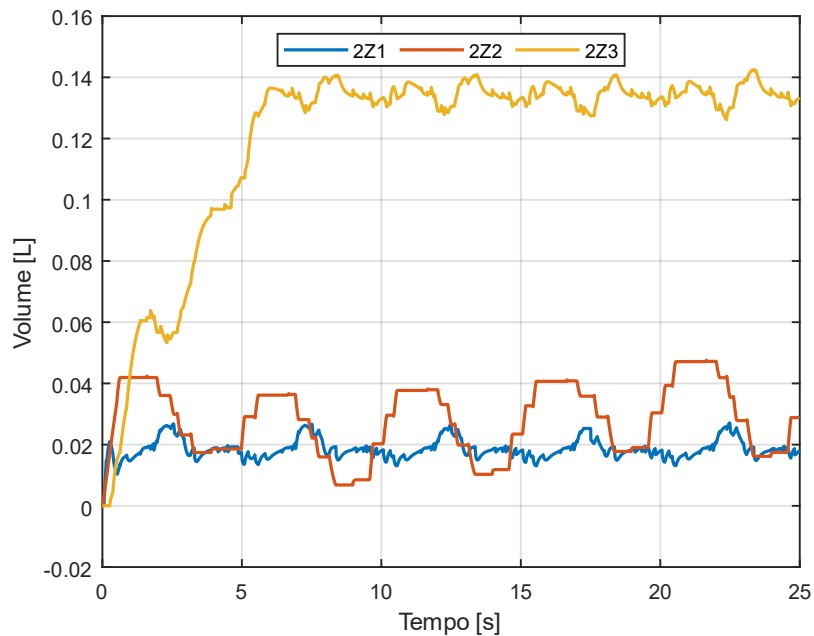


Fonte: Autor, 2024.

Similar ao que foi visto na Figura 31, a Figura 42 mostra que, à medida que o sistema pressuriza as linhas, o reservatório se desloca para a esquerda, reduzindo sua quantidade de fluido e fornecendo-a para o sistema. No entanto, aqui pode-se notar que após os 5 segundos, o sistema começa a entrar em regime. Como foi visto na Figura 40, as pressões oscilam dentro de um mesmo intervalo, isso significa que não há aumentos expressivos e, conseqüentemente, o volume de fluido armazenado

nos acumuladores não aumenta consideravelmente, apenas oscila junto com a oscilação da pressão. A Figura 43 traz em detalhes esse comportamento.

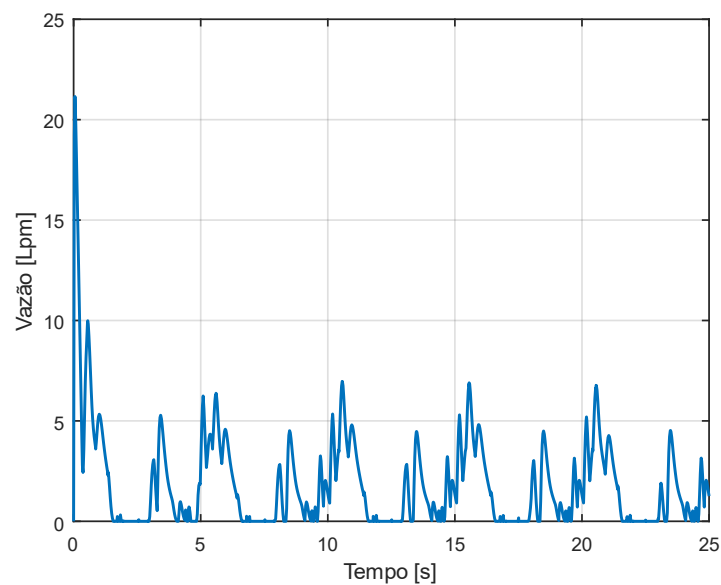
Figura 43 – Volume de fluido nos acumuladores para entrada em seno.



Fonte: Autor, 2024.

A Figura 44 traz o comportamento da vazão da bomba ao longo do tempo.

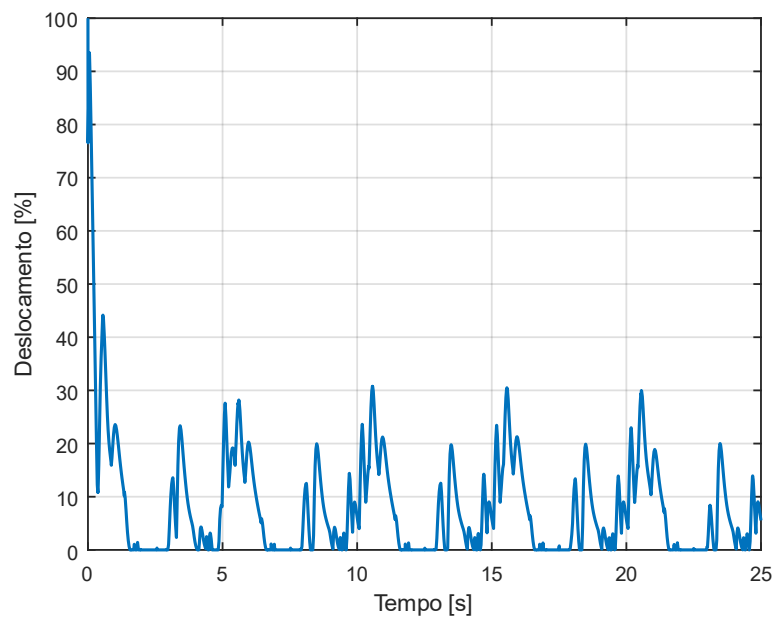
Figura 44 – Vazão da bomba para entrada em seno.



Fonte: Autor, 2024.

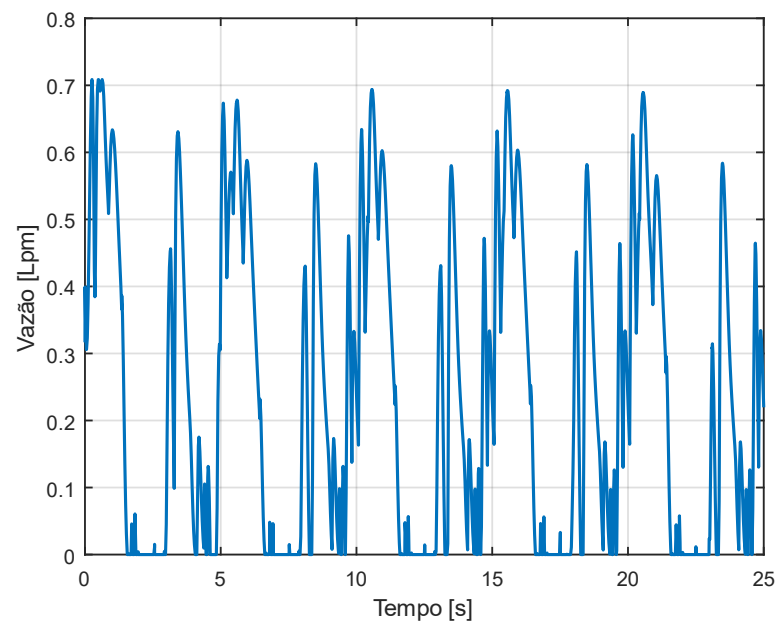
Semelhante ao caso anterior, a linha de alta pressão fornece fluido para o movimento do atuador, o que implica em redução da pressão, e, conseqüentemente aumento do deslocamento da bomba para recuperar a pressão da linha. Porém, diferente do caso anterior, o atuador se matem em movimento, o que implica em a bomba estar constantemente alterando seu deslocamento, que pode ser visto na Figura 45. A Figura 46 traz o vazamento.

Figura 45 – Deslocamento volumétrico para entrada em seno.



Fonte: Autor, 2024.

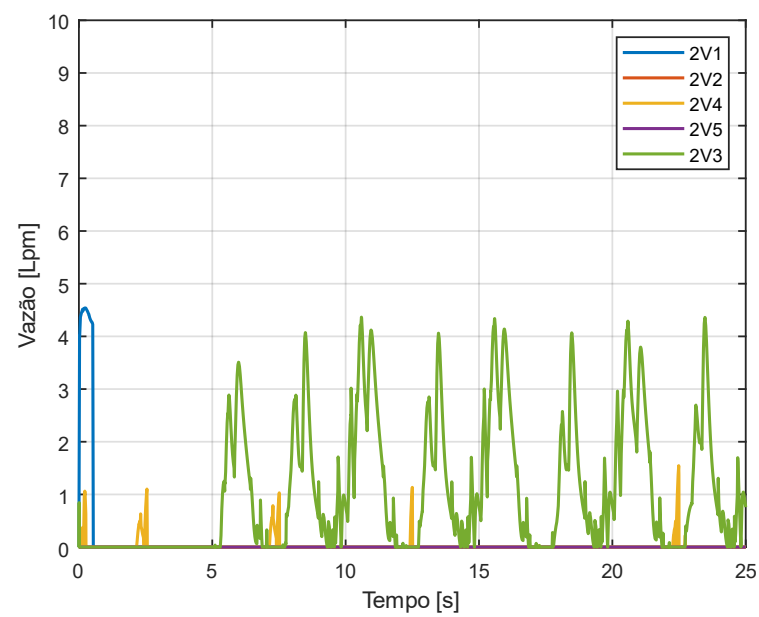
Figura 46 – Vazamento para entrada em seno.



Fonte: Autor, 2024.

A Figura 47 mostra a vazão nas válvulas de alívio e de redução de pressão.

Figura 47 – Vazão nas válvulas para entrada em seno.



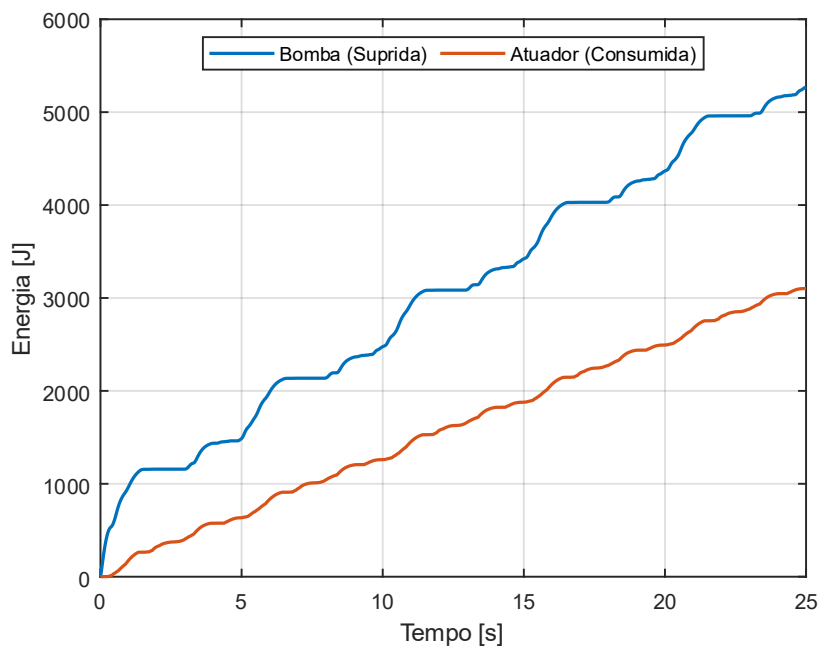
Fonte: Autor, 2024.

Os resultados mostrados indicam que, além da válvula de alívio da linha de baixa pressão, a válvula de alívio da linha de media pressão também atua em alguns momentos para manter a pressão da linha dentro do intervalo alvo.

Nesta simulação, o sistema de suprimento forneceu 5280 J para o atuador, o qual utilizou 3100 J, resultando em uma eficiência da ordem de 59%. A energia fornecida pela bomba e consumida pelo atuador pode ser vista na

Figura 48. O aumento de eficiência em relação ao caso anterior pode ser explicado pelo fato de o atuador estar praticamente o tempo todo em movimento, ou seja, o atuador consome energia fornecida pelo sistema a todo o tempo. Ao contrário do caso anterior, onde o atuador se movia a cada 5 segundos.

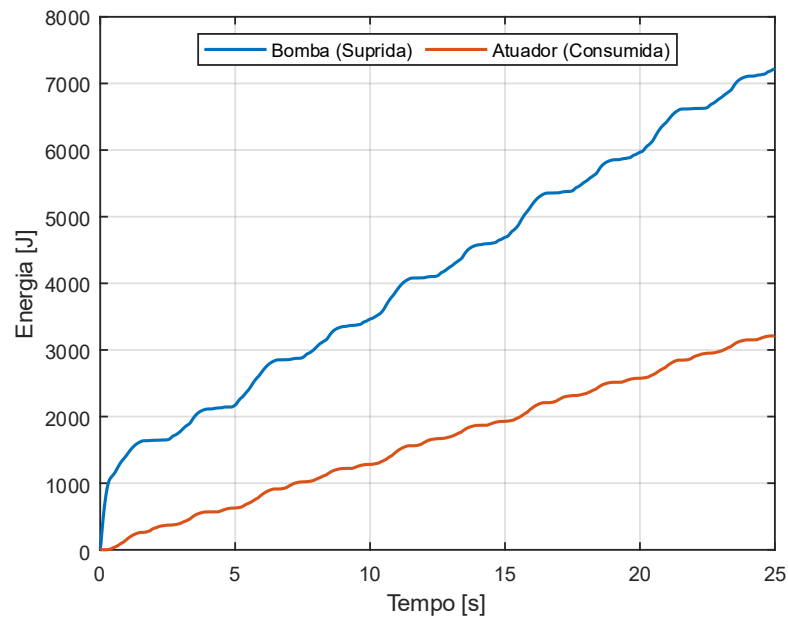
Figura 48 – Energia fornecida pela bomba e consumida pelo atuador para entrada em seno.



Fonte: Autor, 2024.

Para a entrada em seno, o sistema convencional forneceu 7220 J para o atuador, o qual consumiu 3212 J, resultando em uma eficiência de 44,5%. As energias para a entrada em seno no sistema convencional podem ser vistas em detalhes na Figura 49:

Figura 49 – Energia fornecida pelas bombas do sistema convencional e consumida pelo atuador para entrada em seno.



Fonte: Autor, 2024.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou o desenvolvimento de um sistema de suprimento de energia hidráulica para um atuador hidráulico digital (DHA), um tipo de atuador eficiente para superfícies de controle de aeronaves, o qual utiliza componentes discretos e válvulas on/off para reduzir significativamente as perdas de energia. A pesquisa visou atender uma das principais limitações dos sistemas hidráulicos convencionais: sua baixa eficiência energética.

O sistema proposto inclui um reservatório pressurizado do tipo *bootstrap* modificado, projetado para pressurizar a linha de reservatório a fim de evitar cavitação na sucção da bomba. O sistema proposto utiliza dois atuadores convencionais, de fácil aquisição e montagem. O reservatório do tipo *bootstrap* é um componente de baixa disponibilidade. Tendo um sistema de fácil aquisição como o desenvolvido neste trabalho, permite com que esse tipo de reservatório seja desenvolvido e estudado de maneira facilita em ambientes de pesquisa, colaborando com o desenvolvimento da hidráulica aplicada a aeronaves, em especial a hidráulica digital. Além do desenvolvimento do reservatório, o sistema conta com três linhas de pressão de suprimento, alta, média e baixa e acumuladores para estabilizar das variações de pressão. As simulações realizadas no Hopsan e Matlab/Simulink junto com o DHA desenvolvido por Belan (2018) e Lopes (2021) demonstraram que o sistema é capaz de manter as pressões dentro dos intervalos planejados, garantindo a estabilidade e o desempenho do DHA, além de manter a linha de reservatório pressurizada. Testes com entradas de degrau e senoidais revelaram que a eficiência do sistema variou entre 30% e 60%, dependendo do perfil de operação, com destaque para as condições em que o atuador está em constante movimento, onde o sistema apresentou o melhor desempenho em se tratando de eficiência.

Em comparação com o sistema de suprimento convencional, o ganho em eficiência é evidente. Para a entrada em degrau, o sistema proposto atingiu a eficiência de 27%, enquanto que o sistema convencional atingiu 22%. A entrada em seno demonstrou ainda mais a capacidade do sistema de suprimento proposto, atingindo 59% de eficiência enquanto que o sistema convencional atingiu 44,5%. Esse fato demonstra a capacidade do sistema proposto de reutilizar o fluido, armazenando nos acumuladores e fornecendo novamente para o DHA. Isso reforça o potencial de

aplicação do sistema proposto na aviação moderna, contribuindo para a redução do consumo de combustível e das emissões de CO₂.

Ao longo do desenvolvimento deste trabalho, ele gerou um artigo científico postado no SICFP 2025, *Scandinavian International Conference on Fluid Power*, reforçando que representa uma contribuição relevante para o avanço da hidráulica digital, especialmente no que tange à sua aplicação em sistemas aeronáuticos. Ao propor uma solução técnica robusta e energeticamente eficiente, o sistema desenvolvido reforça a viabilidade da substituição dos atuadores hidráulicos convencionais pelos atuadores digitais. A continuidade das pesquisas nessa área é fundamental para consolidar os atuadores hidráulicos digitais como tecnologia padrão no setor aeroespacial, viabilizando ganhos significativos em eficiência energética, redução de emissões e incremento na confiabilidade dos sistemas de controle de voo.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros a partir daqui, sugere-se:

- Montar uma bancada experimental e validar na prática o sistema proposto;
- Aprofundar o estudo no intervalo de pressões das linhas e entender qual a histerese de pressão ótima;
- Estudar o comportamento de acumuladores não só para estabilizar pressão, mas para armazenar energia nas linhas, garantindo ainda mais eficiência energética do sistema proposto.

REFERÊNCIAS

AALTTONEN, J., **Interaction of Bootstrap Reservoir and Hydraulic Pump in Aircraft Hydraulic Systems**. Science in Technology Doctor thesis. Tampere University of Technology. 2016.

BBC NEWS BRASIL. **Aviões são responsáveis por 2,4% das emissões de CO₂ do mundo**. 2024. Disponível em: <https://www.bbc.com/portuguese/articles/crgn8ny2e8xo>. Acesso em: 17 ago. 2024.

BELAN, C. H., **Sistemas de Atuação Hidráulicos Digitais para Aviões com Foco em Eficiência Energética**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina. 2018.

BOZHKO, S., HILL, C. I., Yang, T. **More-Electric Aircraft Systems and Modeling**. Wiley Encyclopedia of Electrical and Electronics Engineering. 2018.

BRAVO, R. R. S., **Sistema Hidráulico-Pneumático de Frenagem Regenerativa e Hibridização de Veículos Comerciais**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.

CASAGRANDE, V., **Quanto combustível um jato comercial consome por voo?** UOL Economia, 2024. Disponível em: <https://economia.uol.com.br/colunas/todos-a-bordo/2024/01/29/quanto-combustivel-um-jato-comercial-consome-por-voo.htm>. Acesso em: 17 ago. 2024.

DE NEGRI, V. J., RAMOS FILHO, J. R. B., SOUZA, A. D. C. de. **A Design Method for Hydraulic Positioning Systems**. 51th National Conference on Fluid Power (NCFP), Las Vegas, USA. 2008.

FLUID POWER JOURNAL, **Hydraulic accumulators pre charge maintenance**. Disponível em: <https://fluidpowerjournal.com/hydraulic-accumulators-pre-charge-maintenance/>. Acesso em: 04 dez. 2024.

IVANTYSNOVA, M. **Innovations in Pump Design – What are future directions?** 7th International Symposium on Fluid Power - JFPS, Toyama, 2008.

LINJAMA, M. **Digital fluid power-state of the art**. The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland. 2011.

LOPES JUNIOR, R. S., **Avaliação do desempenho dinâmico de um atuador hidráulico digital para aplicações aeronáuticas em condição de falha**. 2021. 153 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2021.

MANTOVANI, J. I., **Otimização dos Chaveamentos entre Válvulas on/off em Atuadores Hidráulicos Digitais**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2019.

MARÉ, J. C., **Aerospace Actuators 1: Needs, Reliability and Hydraulic Power Solutions**. John Wiley & Sons, Inc. 2016.

MARÉ, J. C., **Aerospace Actuators 2: Signal-by-Wire and Power-by-Wire**. John Wiley & Sons, Inc. 2017.

MOIR, I, SEABRIDGE, A. **Aircraft Systems: Mechanical, electrical, and avionics subsystems integration**. 3rd Ed. John Wiley & Sons, Ltd. ISBN 978-0-470-05996-8. 2008.

MURARO, I., TEIXEIRA, P. L., DE NEGRI, V. J. **Effect of proportional valves and cylinders on the behavior of hydraulic positioning systems**. In: ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, Sarasota, FL. p.1 – 9. 2013.

NOSTRANI, M. P., **Development of a digital electro hydrostatic actuator for application in aircraft flight control surfaces**. 176 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Florianópolis, 2021.

PETROBRAS. **Querosene de aviação: informações técnicas**. Diretoria de Comercialização e Logística, 2021. Disponível em: <https://petrobras.com.br/pt/assistencia-tecnica/>. Acesso em: 19 nov. 2024.

RABIE, M. G., **Fluid Power Engineering**. New York: McGraw-Hill, 2009. ISBN 978-0-07-162606-4.

REXROTH, B. G. **Electric, hydraulics, Pneumatics: Evaluating their advantages for automotive manufacturing processes**. Drive & Control Profile, 2006

SECURITY SATA. **A importância do tráfego aéreo para a economia mundial**. 2024. Disponível em: <https://www.securitysata.com.br/blog/a-importancia-do-trafego-aereo-para-a-economia-mundial>. Acesso em: 17 ago. 2024.

STATISTA. **Commercial airlines worldwide - fuel consumption 2005-2024**. Disponível em: <https://www.statista.com/statistics/655057/fuel-consumption-of-airlines-worldwide/>. Acesso em: 17 ago. 2024.

STATISTA. **Number of flights performed by the global airline industry from 2004 to 2024**. Disponível em: <https://www.statista.com/statistics/564769/airline-industry-number-of-flights/>. Acesso em: 17 ago. 2024.

TAO, L., **Study on Bootstrap Reservoir Type Pressurized System for Civil Aircraft Hydraulic Supply System**. IEEE/CSAA International Conference on Aircraft Utility Systems, Beijing, China. 2016.

TANAKA, Y.; SAKAMA, S. **Comparative Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic, Pneumatic, and Electric Motors**. ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control, Sarasota, Florida, USA., 2013.

VACCA, A.; FRANZONI, G. **Hydraulic Fluid Power: Fundamentals, Applications, and Circuit Design**. John Wiley & Sons, 2021. 704 p.

WANG, S., TOMOVIC, M., LIU, H. **Commercial Aircraft Hydraulic Systems**. Shanghai Jiao Tong University Press Aerospace Series. Published by Elsevier Inc. 2016.

WARD, S. **Digital Hydraulics in Aircraft Control Surface Actuation**. Fluid and Mechatronic Systems Master Thesis. Linköping University. 2017.