

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DO CIRCUITO HIDRÁULICO DE UM SISTEMA DE COMPENSAÇÃO DE  
MOVIMENTOS DE NAVIOS BASEADO EM PLATAFORMAS DE STEWART

por

Hanna Guimarães Zanatta

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, julho de 2017



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DO CIRCUITO HIDRÁULICO DE UM SISTEMA DE COMPENSAÇÃO DE  
MOVIMENTOS DE NAVIOS BASEADO EM PLATAFORMAS DE STEWART

por

Hanna Guimarães Zanatta

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

**ENGENHEIRO MECÂNICO**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Profa. Thammy Cristina Hayashi

Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Eduardo André Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara

Prof. Fabiano Disconzi Wildner

Prof. Tiago Becker

Porto Alegre, 20 de julho de 2017.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família por todo amor, apoio e incentivo em todos os desafios e conquistas.

Agradeço ao meu orientador, professor Eduardo André Perondi, pelos ensinamentos e suporte, não apenas neste trabalho, mas como em boa parte de minha vida acadêmica.

Agradeço aos integrantes do Laboratório de Mecatrônica e Controle (LAMECC), pela amizade e companheirismo em todas as etapas da graduação.

Agradeço à todos os amigos que me apoiaram e que me ajudaram, de uma maneira ou de outra, para que esse trabalho tomasse forma.

ZANATTA, H. G. **Projeto do Circuito Hidráulico de um Sistema de Compensação de Movimentos de Navios baseado em Plataformas de Stewart**. 2017. 22 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

## RESUMO

A movimentação de cargas e pessoas em alto mar apresenta capacidade limitada de operação. Isto ocorre por conta de diversos fatores, dentre os quais se incluem as condições ambientais e atmosféricas que influem no movimento das embarcações, exigindo, geralmente, alto grau de destreza na operação, o que pode pôr em risco a segurança dos equipamentos e das pessoas e cargas movimentadas. Este trabalho aborda o dimensionamento do circuito hidráulico de um sistema de compensação de movimentos de navios baseados em manipuladores tipo Plataforma de Stewart e está sendo desenvolvido no âmbito de um projeto de pesquisa que visa ao aumento da segurança e da produtividade em operações *offshore*. O projeto visa à construção de duas plataformas uma sobreposta a outra, onde a inferior tem como função simular determinada condição marítima enquanto a plataforma superior deve compensar estes movimentos, mantendo a sua parte superior relativamente imóvel. Com base na revisão bibliográfica e nos requisitos do projeto, desenvolveu-se uma estratégia para o dimensionamento dos conjuntos hidráulicos, formados por componentes, tais como, atuadores lineares de dupla ação, válvulas direcionais proporcionais, acumuladores, válvulas limitadoras de pressão, mangueiras, bombas hidráulicas, motores e reservatórios. Como resultados, obteve-se um conjunto de especificações de componentes compatíveis com a oferta de produtos comerciais e satisfatório em relação aos requisitos do projeto.

**PALAVRAS-CHAVE:** Sistema hidráulico, Sistema de Compensação de Movimentos, Plataforma de Stewart.

ZANATTA, H. G. **Hydraulic Circuit Design of a Ship Movements Compensation System Based on Stewart Platform**. 2017. 22 pages. Monograph (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

#### ABSTRACT

Cargo handling and people transportation offshore have limited operating capacity. This is due to several factors, including environmental and atmospheric conditions that influence the movement of vessels, generally requiring a high degree of dexterity in the operation, which can endanger the safety of equipment, people and cargoes movement. This work deals with the hydraulic circuit design of a ship movement compensation system based on Stewart Platform robots and is being developed as part of a research project aimed at increasing safety and productivity in offshore operations. The project aims at the construction of two platforms one overlapping the other, where the lower one has the function of simulating a certain maritime condition while the upper platform must compensate for these movements, keeping the upper part relatively still. Based on the literature review and project requirements, a strategy was developed for the design of hydraulic system, consisting of components such as linear double acting actuators, proportional directional valves, accumulators, pressure limiting valves, hoses, hydraulic pump, motors and reservoirs. A set of components specification is obtained for the project as result. This set is compatible with the commercial products offered and satisfactory in relation to the project requirements.

**KEYWORDS:** Hydraulic system, Movements Compensation System, Stewart Platform.

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVOS .....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
3.1. Sistemas Hidráulicos .....	1
3.2. Modelagem matemática .....	2
3.3. Componentes Hidráulicos .....	2
3.3.1. Bomba Hidráulica .....	2
3.3.2. Atuadores .....	3
3.3.3. Acumuladores .....	4
3.3.4. Limitação e Controle de Energia .....	5
3.4. Perda de Carga .....	5
3.5. Manipulador tipo Plataforma de Stewart .....	6
4. DIMENSIONAMENTO DO CIRCUITO HIDRÁULICO .....	6
4.1. Atuador Linear de Dupla Ação .....	7
4.1.1. Definição da trajetória .....	8
4.1.2. Vazão requerida pelo sistema .....	9
4.2. Válvula Direcional Proporcional .....	9
4.3. Válvula Limitadora de Pressão .....	10
4.4. Acumuladores .....	10
4.5. Mangueira .....	10
4.6. Perda de carga .....	11
4.6.1. Perda de carga localizada na tubulação .....	11
4.6.2 Perda de carga distribuída na tubulação .....	11
4.6.3. Perda de carga nas válvulas .....	12
4.7. Bomba Hidráulica .....	12
4.8. Motor Elétrico .....	14
4.9. Reservatório .....	14
5. CONCLUSÃO .....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
APÊNDICE A .....	16

## 1. INTRODUÇÃO

O transporte marítimo de carga e pessoas vem crescendo consideravelmente, tanto quanto operações em estruturas *offshore*, como na produção de energia elétrica – fazendas eólicas em alto mar- e plataformas para exploração petróleo. No entanto, frente às diversas condições de operação, os métodos de transporte de cargas e pessoas dispõem ainda de capacidade limitada e exigem operadores com significativa experiência. Uma das alternativas para aumentar a segurança das operações baseia-se no uso de manipuladores do tipo Plataforma de Stewart.

O manipulador Plataforma de Stewart foi descrito por Stewart, 1965, e se popularizou na década de 1980, tornando-se um tema constante em estudos de robótica e principalmente na área de simulação de movimentos. Sua notoriedade se deve a características como: seis graus de liberdade, escalabilidade do sistema, boa relação peso/carga entre outras.

No âmbito de um projeto de pesquisa que visa ao aumento da segurança em operações marítimas e produtividade, permitindo a expansão da janela de operações de transferência de carga e passageiros entre embarcações, propõe-se o estudo do circuito hidráulico de um sistema de compensação de movimentos de navios baseados em robôs Plataforma de Stewart.

## 2. OBJETIVOS

Conforme comentado, o presente trabalho se insere no contexto do projeto e desenvolvimento de um mecanismo de compensação ativa de movimentos baseada em robôs tipo Plataforma de Stewart. O projeto visa a construção de dois conjuntos, um em dimensões reduzidas, para estudo do controle do mesmo, e outro em dimensões comerciais.

Na primeira etapa foram construídas duas Plataformas de Stewart em escala reduzida, uma sobreposta à outra. A inferior tem como função simular o movimento da embarcação em determinada condição marítima e a plataforma superior de compensar os movimentos, mantendo sua base superior praticamente imóvel.

A segunda etapa do projeto objetiva o desenvolvimento de um conjunto semelhante ao anterior, mas em dimensões comerciais, tendo como base o projeto já executado no primeiro estágio.

Dentro do cenário exposto, o presente trabalho tem como objetivo principal o projeto e dimensionamento do sistema hidráulico de ambas as plataformas em dimensões comerciais respeitando os pré-requisitos do projeto em desenvolvimento.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção visa a apresentar os conceitos e embasamentos teóricos necessários para o desenvolvimento do estado proposto, sendo também apresentados os componentes hidráulicos utilizados no conjunto hidráulico. Inclui-se aqui uma revisão do estado da arte de manipuladores tipo Plataforma de Stewart.

### 3.1. Sistemas Hidráulicos

Na indústria, as principais tecnologias de transmissão de energia são baseadas em sistemas mecânicos, elétricos, hidráulicos ou híbridos – que combinam mais de um sistema de transmissão. Sistemas hidráulicos podem ser definidos, segundo Linsingen, 2001, como um conjunto de elementos associados de tal maneira que permitem a transmissão e controle de forças e movimentos utilizando um fluido como meio de transmissão de potência. A seguir são apresentadas algumas vantagens dos sistemas hidráulicos em relação aos demais [Fialho, 2002; Akers, 2006; Linsingen, 2001]:

- Baixa relação peso/potência, ou seja, o sistema transmite forças e torque elevados com dimensões relativamente pequenas;
- Resposta rápida a partida e inversão dos movimentos, devido à inércia relativamente baixa;
- É indicado tanto para sistemas com altas velocidades quanto para sistemas lentos, pois apresenta um bom controle em ambos os casos;
- Capacidade de armazenamento de energia de forma relativamente simples, por meio de acumuladores;
- Flexibilidade na escolha dos componentes, composição e montagem dos diversos elementos;
- Na maioria dos casos, o fluido de trabalho funciona também com lubrificante.

### 3.2. Modelagem matemática

Modelos matemáticos podem ser usados para desenvolver e entender um sistema e assim melhorar o seu desempenho. Estabelecer um modelo matemático para um sistema hidráulico é geralmente um processo flexível, pois um único sistema pode apresentar diferentes modelos. O tipo de metodologia usada e a complexidade desta vão depender da natureza do sistema e a sua finalidade [Akers, 2006].

De acordo com Linsingen, 2001, os sistemas hidráulicos são descritos pelas mesmas leis que regem o comportamento dos fluidos confinados em regime permanente ou transiente. Pode-se assim dizer que o comportamento desses sistemas é descrito pelas leis da hidrostática, hidrodinâmica e mecânica clássica.

A modelagem do sistema hidráulico dependerá das particularidades de cada conjunto. A seguir são apresentados alguns dos critérios de seleção do tipo de modelo utilizado conforme Akers, 2006, e Linsingen, 2001:

- a) Modelo hidroestático: é utilizado quando as condições de contorno do circuito podem ser consideradas invariantes no tempo. É comumente usado em casos onde a potência é transmitida aos atuadores em circuito fechado com altas pressões e velocidades relativamente baixas.
- b) Modelo hidrodinâmico: nessa análise são introduzidos os efeitos dinâmicos resultantes da Segunda Lei de Newton e da lei da conservação de energia. Os sistemas aqui inclusos caracterizam-se por operar com altas velocidades do fluido de trabalho e pela transmissão de potência também ocorrer por variação da energia cinética do sistema.

### 3.3. Componentes Hidráulicos

#### 3.3.1. Bomba Hidráulica

As bombas hidráulicas convertem energia mecânica em energia hidráulica, sendo responsáveis pela manutenção da vazão e pressão em circuito hidráulico. Para operar uma bomba hidráulica, precisa-se de uma fonte de energia, normalmente um motor de corrente alternada (AC) ou, no caso de hidráulica móbil, de um motor de combustão interna. Palmieri, 1987, as divide em dois grupos:

- a) Bombas de deslocamento não positivo: trabalham em baixas pressões, em torno de 700 kPa, e qualquer variação de pressão afeta significativamente a capacidade de vazão da bomba. As perdas de carga ocorrem principalmente na parede devido a inércia do fluido de trabalho.



- b) Bombas de deslocamento positivo ou hidrostáticas: um volume do fluido é deslocado após sofrer um acréscimo de pressão. Essa forma de transferência de fluido proporciona um deslocamento aproximadamente uniforme do fluido mesmo em altas pressões. Nesse tipo de bomba, a vazão cresce proporcionalmente à rotação.

A bomba de pistões é indicada para aplicação estudada, pois apresenta uma ampla faixa útil de rotação, pressão e viscosidade. A elevada vida útil também contribui para a escolha desta em aplicações sujeitas a intempéries [Exner, H. et alli ,2002].

### 3.3.2. Atuadores

Assim como a bomba hidráulica, o atuador é um componente indispensável a um sistema de potencia hidráulica, pois é responsável por transformar a energia hidráulica em energia mecânica [Parr, 2011]. A amplitude do movimento do mecanismo e o alcance do sistema vão depender das dimensões dos atuadores hidráulicos, os quais podem ser divididos conforme o modo de ação. Os modelos apresentados abaixo apresentam deslocamento linear, o que é um dos requisitos do projeto.

- a) Atuador Linear de Simples Ação: exerce força em apenas uma direção e o retorno ocorre por ações externas ao sistema, como uma força aplicada ao cilindro ou até mesmo uma mola instalada dentro do próprio cilindro. Possuem apenas uma área efetiva por embolo.

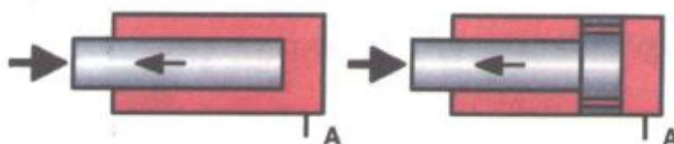


Figura 3.1- Atuadores de simples ação de embolo mergulhador, sem batente interno à esquerda e com batente interno à direita (Fonte: Exner, H. et alli, 2002).

- b) Atuador Linear de Dupla Ação: possuem duas áreas efetivas e opostas que podem ou não ser do mesmo tamanho caso a haste seja ou não passante. Contém duas conexões, permitindo que o êmbolo transmita força na direção de avanço ou retorno. Dispõe de duas conexões de linha separadas para controle da trajetória da haste.

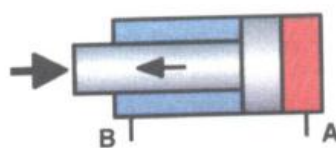


Figura 3.2 - Atuador Linear diferencial de simples ação (Fonte: Exner, H. et alli, 2002).

#### 3.3.2.1. Flambagem

Em casos onde o curso do atuador linear apresenta um comprimento relativamente elevado, podem ocorrer problemas de estabilidade. Para contorná-los, é necessário garantir que as dimensões dos atuadores, tanto haste, quanto cilindro, sejam adequadas à aplicação [Fialho, 2002].

Em cilindros hidráulicos, a carga de flambagem é calculada segundo o Princípio de Euler, pois, na maioria dos casos, a haste pode ser considerada uma barra fina. As cargas de flambagem são obtidas através da seguinte equação [Fialho, 2002]:

$$K = \frac{\pi E J}{\lambda^2}, \quad (3.1)$$

Onde  $K$  é a carga de máxima,  $E$  é o Modulo de Elasticidade longitudinal,  $J$  é o Momento de inércia de área e  $\lambda$  é o comprimento de flambagem livre, o qual leva em consideração os casos de carga segundo Euler.

### 3.3.3. Acumuladores

De acordo com Akers, 2006, acumuladores são componentes usados para armazenamento de energia no sistema hidráulico através do aprisionamento do fluido de trabalho em um vaso de pressão capaz de armazenar energia potencial. Podem desempenhar diferentes funções em um sistema hidráulico, tais como: compensação de forças, reserva de fluido para operações de emergência, amortecimento de picos de pressão e vibrações, recuperação da energia de frenagem e compensação de vazão. Esses componentes são classificados por Palmieri, 1987, de acordo com o método de pressurização do fluido de trabalho ou quanto à queda de pressão durante a descarga como é exemplificado pela Figura 3.3.

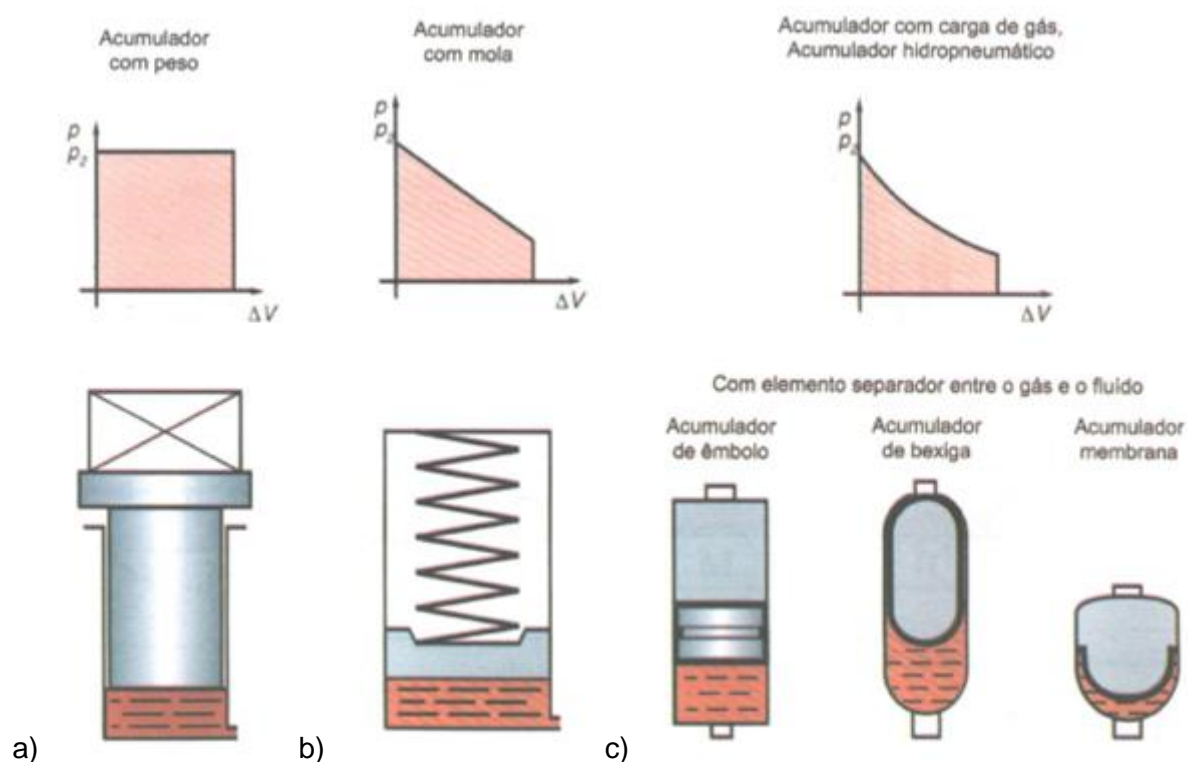


Figura 3.3a) Acumulador com peso; b) Acumulador com mola e c) Acumulador com gás ou hidropneumático e suas respectivas funções da variação de pressão em função do volume durante a descarga do acumulador (Fonte: Exner, H. et alli, 2002).

- Acumuladores com peso (Figura 3.3a): a pressão é exercida por uma carga aplicada ao pistão dentro do acumulador, tendo em vista que nem a área do pistão nem a carga aplicada se modificam a pressão permanece constante.
- Acumuladores com mola (Figura 3.3b): possui configuração semelhante ao acumulador com peso, entretanto, neste caso a pressão é exercida por uma mola regulável. A pressão no vaso não é constante, pois à medida que o fluido de trabalho escoar, a força atuante na mola também reduz.
- Acumulador com carga de gás ou hidropneumático (Figura 3.3c): o fluido de trabalho é pressurizado através da pressão exercida por um gás. Apresenta três métodos

construtivos: nível livre (sem separador, o que gera problema de solubilidade do gás no fluido de trabalho) com elemento separador flexível ou com embolo.

### 3.3.4. Limitação e Controle de Energia

Para garantir o funcionamento adequado do conjunto hidráulico, faz-se necessário o uso de métodos de controle da energia do sistema por meio de componentes físicos que podem atuar sobre a vazão e ou pressão. Essas ações de controle são divididas em controle resistivo e controle conservativo [Linsingen, 2001]. A partir da análise das condições de pressão, a montante e a jusante, é possível definir o tipo de válvula a ser instalada.

Ações de controle relacionadas à dissipação de energia são chamadas de controle resistivo. Sistemas baseados nessa estratégia atuam por meio de válvulas de controle de pressão e vazão que transformam parte da energia em energia térmica. Essa estratégia impõe ao sistema o fornecimento de uma potência superior à requerida pela aplicação. Essa solução é indicada em aplicações onde se deseja respostas rápidas.

Já, o controle conservativo se caracteriza por uma baixa dissipação de energia. A ação se dá por meio de ajustes nas características de bombas e motores. Desse modo apenas a energia requerida aproximadamente para determinada aplicação do conjunto é consumida. Indicado para os casos em que o tempo de resposta não é crítico devido à inércia do sistema de controle de potência. Apresenta custo relativamente alto, que tende a ser compensado por meio da economia de energia gasta.

#### 3.3.4.1. Válvula Direcional Proporcional

Merritt, 1991, descreve as válvulas direcionais como mecanismos cuja função é o controle de vazão do fluido de trabalho. Esse tipo de válvula é dita proporcional, pois produz uma resposta na saída proporcional ao estímulo recebido na entrada. O sinal de entrada pode ser mecânico, elétrico – tensão ou corrente - ou por pilotagem pneumática ou hidráulica.

O arranjo e a complexidade de uma válvula de controle variam de acordo com a aplicação, entretanto, todas as válvulas devem ter pelo menos três vias, uma pressurizada (P), uma de retorno ao tanque (T) e pelo menos uma de acesso à linha de ação (A); já, o número de blocos comutáveis pode variar de um a seis de acordo as funções da válvula.

#### 3.3.4.2. Válvula Reguladora de Pressão

Tem como função básica limitar ou reduzir a pressão do circuito de acordo com um valor pré-determinado para o funcionamento adequado dos componentes [Palmieri, 1987]. Também é conhecida como válvula de segurança. Linsingen, 2001, as divide em dois grupos: (1) válvulas limitadoras de pressão – são válvulas normalmente fechadas que só abrem quando a pressão na entrada supera o valor pré-determinado na entrada (2) válvulas redutoras de pressão – são normalmente abertas e a pressão na saída é ajustada por forças de pré-tensão em uma mola de regulagem, evidentemente a pressão regulada deve ser menor que a pressão na entrada. Parte da energia hidráulica excedente é convertida em energia térmica.

### 3.4. Perda de Carga

Em um conjunto hidráulico, todos os componentes são responsáveis por algum tipo de perda de energia, sendo a unidade de limitação e controle responsável pela maior parte dessa perda. Parte significativa da energia dissipada é transformada em energia térmica e transferida ao fluido de trabalho e ao meio, o que é observado pelos seus aumentos de temperatura [Linsingen, 2001].

Fialho, 2002, divide a perda de carga em tubulações em perdas distribuídas e perdas localizadas. A primeira refere-se ao atrito resultante do deslizamento das camadas do fluido,

em regime laminar, onde parte da energia cinética se transforma em calor. Já, as perdas localizadas fazem menção a determinados setores dos componentes, como curvas e filtros.

Valores relativamente altos de perda de carga também ocorrem em sistemas com controle por válvulas, por causa das restrições ocasionadas no orifício das mesmas. Uma forma de contornar esse problema é aumentar o diâmetro do carretel e dos pórticos das válvulas [Parr, 2011].

### 3.5. Manipulador tipo Plataforma de Stewart

Originalmente apresenta por Stewart em 1965, o mecanismo consiste em uma plataforma triangular suportada por três elementos estruturais conhecidos como perna, de comprimento regulável, conectadas à plataforma por meio de juntas esféricas ou junta universal como mostra a Figura 3.4a).

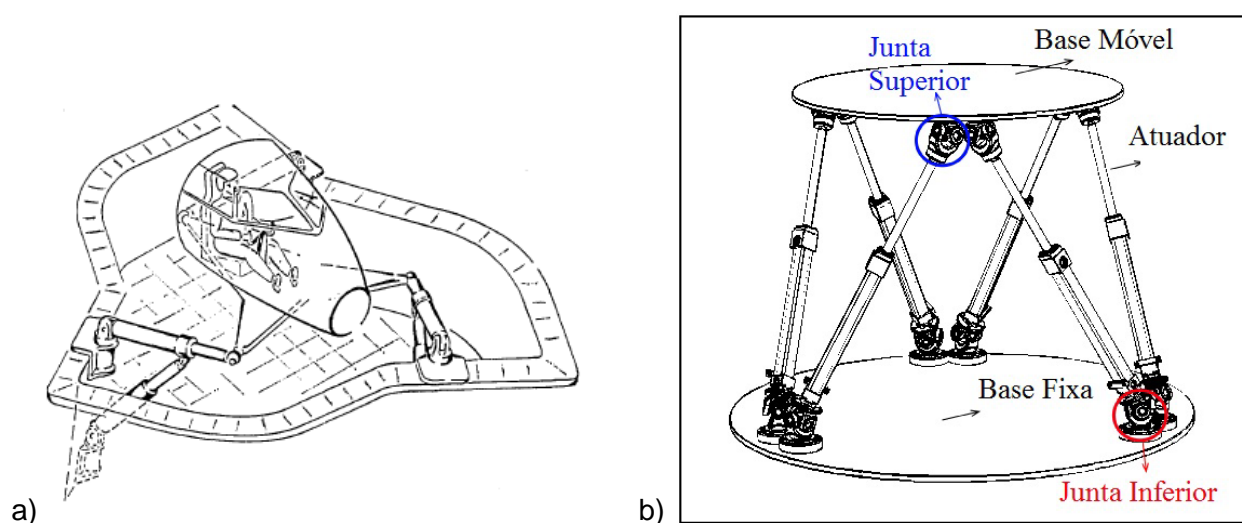


Figura 3.4a) Manipulador proposto por Stewart em 1965. b) Mecanismo do tipo Plataforma de Stewart. (Fonte: Valente, 2016).

Essa configuração permite que a plataforma não tenha ângulos fixos em relação à base, sendo capaz de executar movimentos lineares nas três direções e em três direções angulares, sozinhos ou combinados. Gough, 1962, sugere o uso de seis pernas ajustáveis, ao invés de três, e em paralelo. Da junção de ambas as ideias resulta o mecanismo conhecido nos dias de hoje como Plataforma de Stewart, ou seja: duas base paralelas conectadas por seis atuadores, utilizando juntas esféricas. Essa configuração está apresentada na Figura 3.4b).

Devido ao fato de apresentar seis graus de liberdade, o manipulador de Stewart ganhou espaço como tópico frequente em pesquisas na área de robótica e simulação de movimentos. Meier, 1965, foi quem primeiro propôs o uso dessa tecnologia para absorção de movimentos indesejados, como em operações em embarcações.

## 4. DIMENSIONAMENTO DO CIRCUITO HIDRÁULICO

A primeira etapa do dimensionamento consiste na escolha dos componentes fundamentais para o funcionamento do conjunto hidráulico dos robôs. Como a própria definição do manipulador tipo Plataforma de Stewart já diz, são necessários seis atuadores para cada robô. A unidade hidráulica é formada pela bomba hidráulica, motor elétrico, acumulador, válvula limitadora de pressão e reservatório. Além desses componentes, também serão dimensionadas as válvulas direcionais proporcionais e as mangueiras. A Figura 4.1 apresenta o diagrama do circuito hidráulico do sistema de uma plataforma e a identificação dos componentes.

Tendo em vista que os conjuntos são independentes, ou seja, o conjunto hidráulico da Plataforma Superior não se conecta ao circuito hidráulico da Plataforma Inferior, o mesmo procedimento de dimensionamento pode ser aplicado a ambos os circuitos de acordo com os requisitos de funcionamento de cada um.

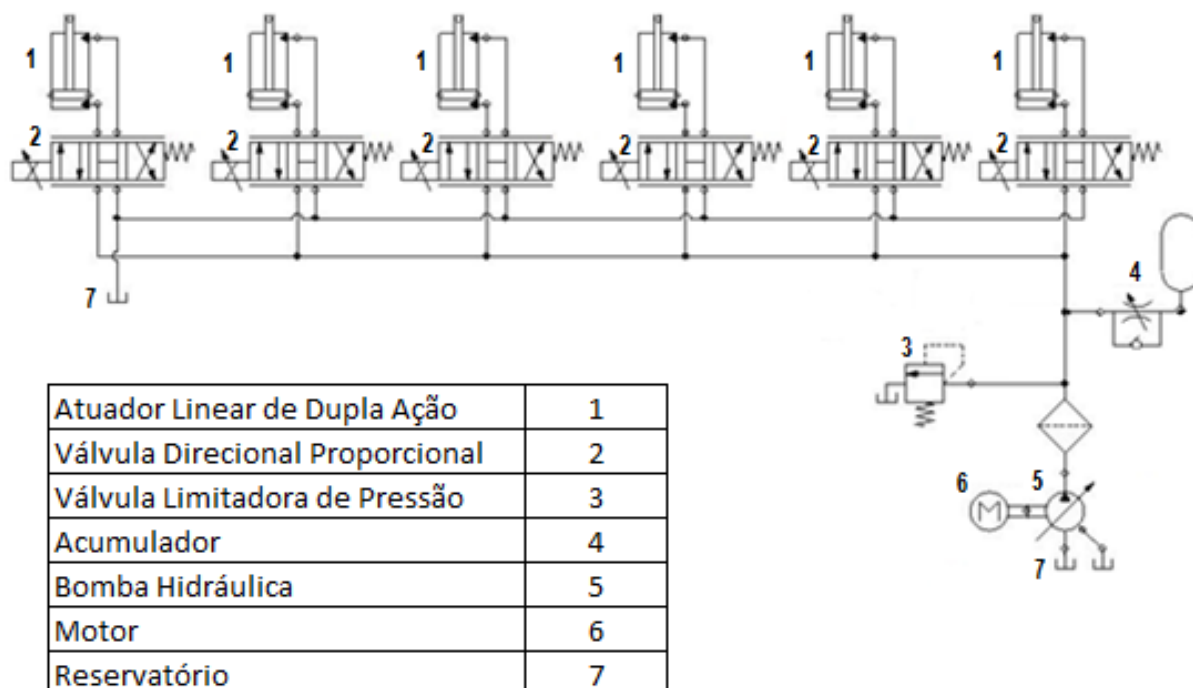


Figura 4.1 – Diagrama do circuito hidráulico básico do manipulador tipo Plataforma de Stewart.

#### 4.1. Atuador Linear de Dupla Ação

O curso dos atuadores foi escolhido de acordo com as proporções esperadas da versão comercial em relação às plataformas em dimensões reduzidas já projetadas e fabricadas. Levando em conta fatores como regime de operação esperado e disponibilidade orçamentária, elegeu-se um curso cerca de 2,5 vezes maior para o conjunto comercial, resultando na discussões apresentadas a seguir. Chegou-se a esse valor a partir de estudos realizados no projeto relacionando o curso do atuador linear com a potência máxima requerida pelo sistema.

O diâmetro interno da camisa ( $D_{camisa}$ ) é restrito pelo tamanho do sensor de posição da haste, pois esse é instalado na câmara interna do cilindro. O sensor escolhido, modelo MS - Serie MS fabricado pela MTS, exige um diâmetro mínimo da camisa de 50 mm.

O diâmetro da haste é calculado com base na carga máxima de flambagem suportada pelo atuador que leva em consideração os tipos de junções nas pontas dos atuadores e o curso. O fabricante disponibiliza um gráfico da relação curso, diâmetro da haste e carga máxima de flambagem compatível ao diâmetro da camisa escolhido para facilitar a escolha da haste.

Assim, levando em conta as restrições descritas acima, optou-se pelos atuadores que melhor se ajustam aos parâmetros do conjunto. As especificações dos mesmos são apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Especificações Técnicas dos atuadores.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
Curso	0,8	1,0	m
Diâmetro Camisa	50	50	mm
Diâmetro Haste	36	36	mm
Massa da Haste	6.4	8.0	kg
Massa total do Atuador	42	53	kg

#### 4.1.1. Definição da trajetória

O convés de uma embarcação se movimenta de acordo com as interações entre o mar e o casco do navio, essa pode ser dividida em três movimentos lineares: avanço, afundamento e deriva; e três movimentos angulares: rolamento, arfagem e guinada. O sistema de propulsão de embarcações consegue geralmente corrigir adequadamente os movimentos de avanço, deriva e guinada. Assim, o sistema de compensação de movimentos de navios baseado em plataforma de Stewart deve priorizar os movimentos de rolamento, arfagem e afundamento.

Estudos realizados por Mello (2011) sobre as frequências marítimas na costa brasileira apresenta dados de frequências máximas de deriva e rolamento de 0.2Hz e 0.15Hz para o movimento de afundamento.

A fim de dimensionar corretamente os componentes do conjunto hidráulico, faz-se necessário determinar a trajetória crítica dos atuadores que servirá como base para a definição dos componentes hidráulicos. Optou-se por uma trajetória senoidal com frequência ( $f$ ) máxima de 0,15Hz, baseada no movimento de afundamento, onde todos os seis atuadores seguem concomitantemente a mesma trajetória.

O deslocamento do atuador em função do tempo é dado pela Equação (4.1), de acordo com a trajetória definida para estudo, onde a amplitude do movimento ( $Am$ ) é igual à metade do curso do atuador.

$$y(t) = \text{sen}(2\pi ft) Am \quad (4.1)$$

A função velocidade (Equação 4.2) é dada pela derivada primeira da função deslocamento. De posse dos dados de deslocamento dos atuadores, pode-se definir a velocidade máxima dos atuadores.

$$\dot{y}(t) = \frac{d y(t)}{dt} \quad (4.2)$$

Como os atuadores atingem e mantém a velocidade máxima em um tempo reduzido, considerou-se para o cálculo da vazão máxima a velocidade RMS (*root mean square*), apresentada na Equação (4.3). Esta decisão é reforçada pelo uso de acumuladores que tendem a garantir o suprimento de vazão nos picos de velocidade. Um fator redutor de velocidade ( $F_r$ ) também deve ser utilizado no cálculo da velocidade devido ao uso de acumuladores no sistema [Exner, H. et alli, 2002].

$$v_{RMS} = \frac{v_{máxima}}{F_r \sqrt{2}} \quad (4.3)$$

A aceleração é dada pela derivada segunda da função deslocamento do atuador (Equação 4.4). Análoga à velocidade, a aceleração utilizada no cálculo das forças aplicadas à plataforma é a aceleração RMS (*root mean square*) apresentada na Equação (4.5).

$$\ddot{y}(t) = \frac{d^2 y(t)}{dt^2} \quad (4.4)$$

$$a_{RMS} = \frac{a_{m\acute{a}xima}}{\sqrt{2}} \quad (4.5)$$

Os valores de velocidade e aceleração RMS que serão posteriormente utilizados na definição da bomba hidráulica são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Dados de frequência, amplitude de movimento, velocidade e aceleração dos atuadores seguindo trajetória senoidal.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
Frequência	0,15	0,15	Hz
Amplitude	0,4	0,5	m
Velocidade máxima	0,3769	0,4712	m/s
Velocidade RMS	0,2217	0,2772	m/s
Aceleração máxima	0,3553	0,4441	m/s <sup>2</sup>
Aceleração RMS	0,2512	0,3140	m/s <sup>2</sup>

#### 4.1.2. Vazão requerida pelo sistema

A vazão entregue ao sistema é determinada a partir do cálculo da vazão necessária para a movimentação dos atuadores na velocidade de projeto. Assim, uma vez conhecida a velocidade de avanço e retorno e as áreas dos cilindros, é possível determinar a vazão solicitada pelo sistema.

A área utilizada para o cálculo da vazão total é a soma das áreas da seção transversal dos cilindros, que pode ser calculada de acordo com a equação:

$$A_{plataforma} = 6 \frac{\pi D_{camisa}^2}{4}, \quad (4.6)$$

Já, a vazão demandada pelo sistema ( $Q$ ) é expressa pela Equação 4.7 [Akers, 2006]. A Tabela 4.3 contém os resultados de vazão para o adequado funcionamento do sistema de acordo com a trajetória senoidal.

$$Q = A_{plataforma} v_{RMS} \quad (4.7)$$

Tabela 4.3 – Vazão por atuador e do sistema completo.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
Vazão por Atuador	4,36 10 <sup>-4</sup>	5,93 10 <sup>-4</sup>	m <sup>3</sup> /s
Vazão Total	2,62 10 <sup>-3</sup>	3,27 10 <sup>-3</sup>	m <sup>3</sup> /s

#### 4.2. Válvula Direcional Proporcional

A escolha da válvula direcional é baseada no tipo de atuador utilizado. Como o robô é composto por seis atuadores lineares de dupla ação com controle independente são necessárias seis válvulas direcionais, uma para cada atuador. Além disso, são também necessárias quatro conexões para cada válvula direcional, duas de contato com o atuador – conexão A e conexão B – uma entrada da linha pressurizada (P) e uma conexão ligada à linha de retorno ao tanque (T). O número de posições comutáveis é estabelecido de acordo com deslocamento do atuador. Neste caso, o atuador deve avançar, parar ou retornar para a

posição desejada quando preciso, assim, são necessários ao menos três posições comutáveis, uma para cada movimento. Optou-se por uma válvula direcional proporcional 4/3 vias por preencher os requisitos citados.

Para a escolha da válvula, os seguintes parâmetros são levados em conta: a pressão de trabalho do circuito e as máximas pressões, a vazão por atuador e as características dinâmicas da válvula, que são fornecidas pelo fabricante.

#### 4.3. Válvula Limitadora de Pressão

A válvula limitadora de pressão é conectada em paralelo ao sistema na linha de pressão, logo após a saída da unidade hidráulica. Tem como função limitar a pressão máxima de trabalho, o que evita danos aos componentes, ou seja, funciona como uma válvula de segurança.

Essas válvulas são reguláveis dentro da faixa de pressão de trabalho e, quando a força hidráulica exercida pelo fluido ultrapassa a força da mola pré-tensionada, parte da vazão é desviada de volta ao tanque. Para ambas as plataformas, a faixa de pressão da válvula limitadora de pressão deve ficar na faixa comercial 10-20 MPa.

#### 4.4. Acumuladores

O modelo de acumulador adotado foi a gás do tipo bexiga, pois garante uma separação total do fluido de trabalho com o gás e pela alta eficiência volumétrica (até 75% do volume do vaso de pressão pode ser preenchido pelo fluido de trabalho).

O dimensionamento do acumulador difere de acordo com o tipo construtivo. No caso do acumulador tipo bexiga, a vazão não pode ultrapassar  $6,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  e o volume armazenado deve ser menor que  $0,05 \text{ m}^3$  (Exner, H. et alli, 2002). Já, a pré-carga aplicada no gás leva em consideração a pressão de trabalho do circuito e a relação percentual entre o fluido de trabalho armazenado e o gás.

O acumulador deve fornecer 40% da vazão requisitada pelo sistema (calculada no item 4.1.2) com base nos estudos realizados com a Plataforma em dimensões reduzidas, construída anteriormente no projeto. Como o ciclo do acumulador deve ter o mesmo período que o ciclo do sistema, o procedimento de carga e descarga é considerado adiabático, pois o fluido não ficará tempo suficiente na câmara para trocar quantidade significativa calor. A Tabela 4.4 apresenta as especificações técnicas dos acumuladores de ambos os conjuntos.

Tabela 4.4 – Especificação Técnica dos Acumuladores.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
<b>Acumulador</b>	$1,25 \cdot 10^{-2}$	$1,50 \cdot 10^{-2}$	$\text{m}^3$
<b>Vazão do Acumulador</b>	$1,12 \cdot 10^{-3}$	$1,35 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}^3/\text{s}$
<b>Pré-carga</b>	4	4	MPa
<b>Volume útil</b>	60	60	%
<b>Volume de fluido de trabalho</b>	$7,5 \cdot 10^{-3}$	$9,0 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}^3$

#### 4.5. Mangueira

Definida a vazão de óleo, pode-se dimensionar as linhas pressão e retorno do conjunto. A linha de pressão se inicia na saída da unidade hidráulica, logo após a bomba, e alimenta o sistema (válvulas, atuadores, etc.), enquanto que a linha de retorno segue do sistema em direção ao reservatório. Fialho, 2002, indica o uso da Equação (4.8) para determinar o diâmetro mínimo das mangueiras, onde  $D_{\text{mangueira}}$  é o diâmetro mínimo da mangueira,  $Q$  é a vazão



máxima do sistema,  $v_{mangueira}$  é velocidade recomendada pelo fabricante para a tubulação de acordo com a pressão de trabalho do sistema.

$$D_{mangueira} = \sqrt{\frac{Q}{0.015 \pi v_{mangueira}}} \quad (4.8)$$

O diâmetro da tubulação utilizada no sistema, ou seja, o diâmetro comercial da mangueira escolhida, deve ser igual ou maior que o diâmetro calculado a fim de obter a menor perda de carga possível. A Tabela 4.5 mostra os dados utilizados no dimensionamento do diâmetro mínimo das mangueiras da linha de pressão e retorno.

Tabela 4.5 – Dimensionamento das linhas de pressão e retorno.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
<b>Velocidade do fluido - linha de pressão</b>	5,19	5,32	m/s
<b>Velocidade do fluido - linha de retorno</b>	3,00	3,00	m/s
<b>Diâmetro interno da mangueira - linha de pressão</b>	0,025	0,028	m
<b>Diâmetro interno da mangueira - linha de retorno</b>	0,033	0,037	m
<b>Comprimento L1</b>	7,9	5,6	m
<b>Comprimento equivalente L2</b>	0,3	0,4	m
<b>Comprimento total</b>	8,8	6,0	m

#### 4.6. Perda de carga

A perda de carga total ( $\Delta p_{perdas}$ ) é obtida pela soma das perdas da carga distribuída e localizada na tubulação ( $\Delta p_{mangueiras}$ ) à perda de carga nas válvulas ( $\Delta p_{válvulas}$ ) localizadas na linha de pressão - Equação 4.9 [Fialho, 2002].

$$\Delta p_{perdas} = \Delta p_{mangueiras} + \Delta p_{válvulas} \quad (4.9)$$

##### 4.6.1. Perda de carga localizada na tubulação

A perda de carga localizada é dada pelas singularidades da tubulação e podem ser encontrada em tabelas fornecidas pelos fabricantes. A perda de carga é fornecida em termos de comprimento equivalente ( $L_2$ ) que deve ser somado ao comprimento das mangueiras ( $L_1$ ) para o cálculo da perda de carga distribuída.

##### 4.6.2 Perda de carga distribuída na tubulação

O atrito decorrente do contato entre o fluido de trabalho e a tubulação resulta em perdas de carga, pois parte da energia cinética se transforma em calor. Utilizando a Equação (4.10), onde  $\rho$  é a massa específica do fluido de trabalho e  $\Psi$  é o fator de atrito, obtém-se a perda de carga na tubulação [Fialho, 2002].

$$\Delta p_{tubulação} = \frac{5 (L_1 + L_2) \rho v_{mangueira}^2}{D_{mangueira} 10^{10}} \Psi \quad (4.10)$$

O fator de atrito ( $\Psi$ ) é calculado, conforme a Tabela 4.6, com base no tipo de tubo, rígido ou flexível, na temperatura e no número de Reynolds do escoamento (Re).

$\Psi$	$\frac{64}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura constante.
	$\frac{75}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura variável ou tubos flexíveis e temperatura constante.
	$\frac{90}{Re}$	Para tubos flexíveis e temperatura variável.

Tabela 4.6 - Fator de atrito (Adaptado de Fialho, 2002).

#### 4.6.3. Perda de carga nas válvulas

Inclui-se nos cálculos todas as válvulas conectadas ao circuito hidráulico. Esse tipo de perda de carga normalmente é fornecido pelo fabricante em forma de gráfico da perda de carga em função da vazão.

Os dados de perda de carga relacionados às válvulas direcionais e à válvula limitadora de pressão são apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Perda de carga do conjunto hidráulico.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
<b>Perda de carga nas válvulas</b>	0,30	0,38	MPa
<b>Perda de carga na tubulação</b>	0,14	0,10	MPa
<b>Perda de carga total</b>	0,44	0,48	MPa

#### 4.7. Bomba Hidráulica

A carga máxima suportada pelos atuadores é de 8kN para a Plataforma Inferior e 9kN para a Plataforma Superior. Logo, a força exercida sobre os atuadores não pode ultrapassar 54kN, para o conjunto superior, e 48kN para a plataforma inferior. A Plataforma Superior suporta uma carga maior, pois o curso dos seus atuadores é menor, o que aumenta a carga máxima para flambagem.

Considerando o peso próprio, a Plataforma Superior é capaz de sustentar sobre a base fixa, ou seja, a base superior, uma carga de até 2800 kg. A carga externa sustentada pela Plataforma Inferior é de 1200kg além da própria Plataforma Superior.

A força total, aplicada em todos os atuadores, é calculada através da Equação (4.11), onde  $\alpha$  é o ângulo do atuador com o eixo vertical e  $g$  é a aceleração da gravidade. Considera-se que as forças aplicadas sobre a plataforma são distribuídas igualmente entre os seis atuadores. A expressão para a força total é, portanto:

$$F_{total} = \frac{\left(\frac{2}{3}\right) M_{dinâmica} (a_{RMS} + g) + M_{estática} g}{\cos(\alpha)}. \quad (4.11)$$

Visto que a Plataforma Inferior tem como função reproduzir as condições marítimas e a Plataforma Superior deve compensar esse movimento mantendo sua base superior praticamente imóvel, pode-se definir as cargas aplicadas a ambos os conjuntos. A Figura 4.2 apresenta o modelo CAD completo de ambas as plataformas.

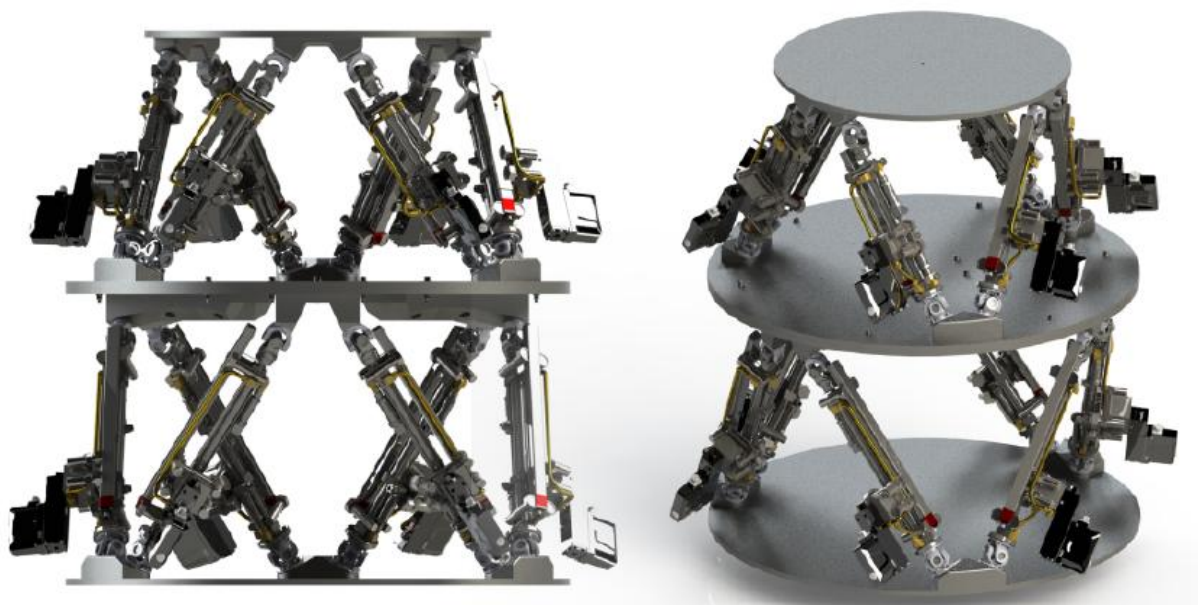


Figura 4.2 – Modelo desenvolvido em ambiente CAD (Fonte: Acervo LAMECC).

Na Plataforma Superior, a carga externa, a base superior e as hastes dos atuadores, são considerados parte da massa estática ( $M_{estática}$ ), por permanecerem relativamente imóveis quando o sistema está compensando o movimento da base, enquanto que a base inferior e a parte inferior dos atuadores são considerados parte da carga dinâmica ( $M_{dinâmica}$ ). Tendo isso em vista, conclui-se que a carga dinâmica da Plataforma Inferior é dada pela massa das hastes somada sua base superior. Já, a massa estática é dada pela soma das massas dos seguintes itens: carga externa, base superior da plataforma superior, haste da plataforma superior e cilindros da plataforma inferior.

Tabela 4.8 – Forças e cargas aplicadas às plataformas.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
<b>Carga Máxima</b>	2800	2800	kg
<b>Massa dinâmica</b>	716	1321,73	kg
<b>Massa estática</b>	3203,4	2580,7	kg
<b>Força Total</b>	47,3	47,5	kN
<b>Força por Atuador</b>	7,9	7,9	kN

A pressão requisitada pelo sistema é calculada através da Equação (4.12).

$$\Delta p_{sistema} = \frac{F_{total}}{A_{plataforma}}. \quad (4.12)$$

Toma-se como referência a vazão calculada para alimentação dos atuadores para a vazão total do sistema. Como o sistema hidráulico projetado utiliza um acumulador para compor parte da vazão requerida, a bomba hidráulica não precisa suprir a vazão total durante a operação.

A pressão calculada pela Equação (4.12) não é suficiente para garantir o desempenho adequado da plataforma quando submetida à carga máxima, visto que essa não considera as

perdas de carga devido à determinados setores do circuito hidráulico. Assim, a pressão nominal da bomba hidráulica deve ser a soma das da pressão para sustentação do sistema somada às perdas de carga (Equação 4.13).

$$\Delta p = \Delta p_{\text{sistema}} + \Delta p_{\text{perdas}} \quad (4.13)$$

Finalmente especificações técnicas que devem ser cumpridas pela bomba hidráulica são apresentadas na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Especificações Técnicas referentes à bomba hidráulica.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
Vazão Acumulador	$1,12 \cdot 10^{-3}$	$1,35 \cdot 10^{-3}$	m <sup>3</sup> /s
Vazão Nominal da Bomba	$1,15 \cdot 10^{-3}$	$1,92 \cdot 10^{-3}$	m <sup>3</sup> /s
Vazão por Atuador	$4,37 \cdot 10^{-4}$	$5,93 \cdot 10^{-4}$	m <sup>3</sup> /s
Vazão Total	$2,62 \cdot 10^{-3}$	$3,27 \cdot 10^{-3}$	m <sup>3</sup> /s
Perda de carga total	0,44	0,48	MPa
Pressão	12,01	13,03	MPa
Pressão Nominal da Bomba	12,50	13,50	MPa

#### 4.8. Motor Elétrico

O motor elétrico tem como função o acionamento da bomba hidráulica e deve ser acoplado ao eixo [Linsingen, 2001]. A potência fornecida pelo motor é calculada por meio da Equação (4.14).

$$P = \frac{\Delta p Q}{\eta} , \quad (4.14)$$

Onde  $\Delta p$  é a pressão nominal da bomba,  $Q$  é a vazão nominal da bomba e  $\eta$  é o rendimento. O rendimento pode variar de acordo com o motor escolhido ficando em torno de 70% na maioria dos casos. A Tabela 4.10 apresenta os dados de potência para o motor elétrico.

Tabela 4.10 – Especificações de potencia.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
Rendimento	0,7	0,7	
Potencia disponível	19,05	27,75	kW
Potencia Nominal	27,20	36,80	kW

#### 4.9. Reservatório

O reservatório deve cumprir duas funções básicas, armazenar o fluido de trabalho e resfriá-lo [Fialho, 2002]. Uma regra básica utilizada na indústria determina que o volume armazenado no tanque deve ser o suficiente para suprir as necessidades do sistema por três minutos sem que haja retorno do óleo ao reservatório. O volume do reservatório é calculado através da Equação (4.15).

$$V_{\text{tanque}} = t Q , \quad (4.15)$$

Onde  $t$  é o tempo, em minutos, que se deseja suprir o sistema sem necessidade de retorno ao tanque e  $Q$  é a vazão máxima requerida pelo sistema.

Tabela 4.11 – Volume dos reservatórios.

PLATAFORMA	SUPERIOR	INFERIOR	Unidade
Reservatório	0,471	0,588	m <sup>3</sup>

## 5. CONCLUSÃO

No presente trabalho foi proposto o dimensionamento dos circuitos hidráulicos de um sistema de compensação de movimentos baseado em plataforma de Stewart. Com base na revisão bibliográfica e nos requisitos do projeto alcançou-se resultados satisfatórios. As especificações técnicas dos componentes, em unidades usualmente utilizadas na hidráulica, são apresentados no APÊNDICE A.

Uma das principais dificuldades encontradas nesse trabalho foi à determinação das cargas atuantes sobre as plataformas além da escolha correta dos componentes necessários a construção dos conjuntos hidráulicos. Como validação dos valores encontrados pode-se realizar a simulação dinâmica do sistema hidráulico de atuação ou até mesmo a construção dos conjuntos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Akers, A., Gassman, M., Smith, R.; **“Hydraulic Power System Analysis”**, Taylor & Francis Group, 365p., 2006.

Dasgupta, B., Mruthyunjaya, T. S.; **“The Stewart platform manipulator: a review”**, Mechanism and Machine Theory, 15-40, 1998.

Exner, H., Freitag, R., Geis, H., Lang, R., Oppolzer, J., Schwab, P., Sumpf, E., Ostendorff, U., Reik, M.; **“Hidráulica Básica – Princípio Básico e Componentes da Tecnologia dos Fluidos Volume I”**, Rexroth Bosch Group, 3ª edição, 278p., 2002.

Fialho, A. B.; **“Automação Hidráulica – Projetos, dimensionamento e Análise de Circuitos”**, Editora Érica, 1ª edição, 260p., 2002.

Gough, E. V., Whitehall, G. S.; **“Universal Tyre Test Machine”**. Proc. 9th Int. Tech. Congress FISITA, 1962.

Linsingen, I. V., **“Fundamentos de Sistemas Hidráulicos”**. Editora da UFSC, 1ª edição, 399p., 2001.

Mello, C. B. **“Controle de trajetória de uma Plataforma de Stewart para simulação de transferência de carga fora de porto”**. Dissertação de Mestrado - COPPE – Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011.

Merrit, H. E.; **“Hydraulic Control Systems”**. John Wiley & Sons Inc., 1st edition, 358p., 1967.

Palmieri, A. C., **“Manual da Hidráulica Básica”**. Racine Hidráulica, 6ª edição, 326p., 1987.

Parr, A., **“Hydraulics and Pneumatics – A technician's and engineer's guide”**. Elsevier, 3th edition, 238p., 2011.

Stewart, D.; **“A platform with six degrees of freedom”**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 180 (1), 371-386, 1965.

Valente, V. T., **“Análise, simulação e controle de um sistema de compensação de movimento utilizando um manipulador Plataforma de Stewart acionado por atuadores hidráulicos”**. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 180p., 2016.

## APÊNDICE A

O Apêndice A apresenta as especificações técnicas definidas dos circuitos hidráulicos das Plataformas Superior e Inferior em dimensões comerciais em unidade usuais de hidráulica.

Tabela A.1 – Vazão por atuador e do sistema completo.

<b>PLATAFORMA</b>	<b>SUPERIOR</b>	<b>INFERIOR</b>	<b>Unidade</b>
<b>Vazão por Atuador</b>	26,2	35,6	LPM
<b>Vazão Total</b>	157	196	LPM

Tabela A.2 – Especificação Técnica dos Acumuladores.

<b>PLATAFORMA</b>	<b>SUPERIOR</b>	<b>INFERIOR</b>	<b>Unidade</b>
<b>Acumulador</b>	12,5	15	L
<b>Vazão do Acumulador</b>	67	81	LPM
<b>Pré-carga</b>	40	40	bar
<b>Volume útil</b>	60	60	%
<b>Volume de fluido de trabalho</b>	7,5	9	L

Tabela A.3 – Perda de carga do conjunto hidráulico.

<b>PLATAFORMA</b>	<b>SUPERIOR</b>	<b>INFERIOR</b>	<b>Unidade</b>
<b>Perda de carga nas válvulas</b>	3	3,8	bar
<b>Perda de carga na tubulação</b>	1,4	1,0	bar
<b>Perda de carga total</b>	4,4	4,8	bar

Tabela A.4 – Especificações Técnicas referentes à bomba hidráulica.

<b>PLATAFORMA</b>	<b>SUPERIOR</b>	<b>INFERIOR</b>	<b>Unidade</b>
<b>Vazão Acumulador</b>	67	81	LPM
<b>Vazão Nominal da Bomba</b>	90	115	LPM
<b>Vazão por Atuador</b>	26,2	35,6	LPM
<b>Vazão Total</b>	157	196	LPM
<b>Perda de carga total</b>	4,4	4,8	bar
<b>Pressão</b>	120.1	130.3	bar
<b>Pressão Nominal da Bomba</b>	125	135	bar

Tabela A.5 – Especificações de potencia do motor elétrico.

<b>PLATAFORMA</b>	<b>SUPERIOR</b>	<b>INFERIOR</b>	<b>Unidade</b>
<b>Rendimento</b>	0,7	0,7	
<b>Potencia disponível</b>	25,9	35	cv
<b>Potencia Nominal</b>	37	50	cv