



DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**CONTROLE BASEADO NA TEORIA DE PLANICIDADE
DIFERENCIAL PARA UM COMPENSADOR
HÍBRIDO DE HEAVE**

Andres Felipe Gonzalez Ordoñez

Brasília, Setembro de 2020

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**CONTROLE BASEADO NA TEORIA DE PLANICIDADE
DIFERENCIAL PARA UM COMPENSADOR
HÍBRIDO DE HEAVE**

Andres Felipe Gonzalez Ordoñez

*Dissertação submetida ao Departamento de Engenharia Mecânica
da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília como requisito parcial
para obtenção do grau de Mestre Engenheiro em Sistemas Mecatrônicos.*

Banca Examinadora

Prof. Dr. Eugênio L. F. Fortaleza, ENM/UnB

Orientador

Prof. Dr. André Murilo de Almeida Pinto,

FGA/UNB

Examinador interno

Prof. Dr. Adriano Todorovic Fabro, ENM/UNB

Examinador externo

FICHA CATALOGRÁFICA

GONZALEZ ORDOÑEZ, ANDRES FELIPE
CONTROLE BASEADO NA TEORIA DE PLANICIDADE DIFERENCIAL PARA UM COM-
PENSADOR HÍBRIDO DE HEAVE

[Distrito Federal] 2020.

xii, 93 p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Sistemas Mecatrônicos, 2020).

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

- | | |
|--------------------------------|-------------------------------|
| 1. Compensador de <i>heave</i> | 2. Controle |
| 3. Modelagem | 4. Perfuração <i>offshore</i> |
| I. ENM/FT/UnB | II. Título (série) |

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

GONZALEZ, A. F. (2020). CONTROLE BASEADO NA TEORIA DE PLANICIDADE DIFERENCIAL PARA UM COMPENSADOR HÍBRIDO DE HEAVE, Dissertação de Mestrado em Sistemas Mecatrônico, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, DF, NP.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Andres Felipe Gonzalez Ordoñez

TÍTULO: CONTROLE BASEADO NA TEORIA DE PLANICIDADE DIFERENCIAL PARA UM COMPENSADOR HÍBRIDO DE HEAVE.

GRAU: Mestre ANO: 2020

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desse trabalho de conclusão de curso pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Andres Felipe Gonzalez Ordoñez

CLN 208 Bloco B Apto 214

Asa Norte

CEP 70853-520 - Brasília - DF - Brasil

Dedicatória

Aos meus queridos pais, meu prezado irmão e a minha amada Dianita.

Andres Felipe Gonzalez Ordoñez

Agradecimentos

Agradeço a Deus primeiro por me acompanhar em todos os momentos da vida.

Sem dúvida existem duas pessoas que merecem todo o meu reconhecimento, sem o seu apoio esta experiência não teria sido possível, obrigado de coração aos meus queridos pais, Silvio Gonzalez y Luz Dary Ordoñez, espero que sejam eternos. Agradeço também ao meu irmão Christian Gonzalez, que mesmo à distância sinto seu apoio. De modo especial, agradeço à minha tia Sonia, que é como uma segunda mãe, de quem tenho recebido um grande apoio nesta etapa. Além disso, gratidão total a toda minha família que de uma forma ou de outra sempre me apoiou neste caminho, sem esquecer os meus avós, que não puderam ver o culminar desta etapa, do céu devem estar felizes por esta conquista.

À minha querida Diana Cuellar, apenas palavras de agradecimento, é a pessoa que tem me motivado a seguir em frente e lutar pelos meus sonhos, sempre ao meu lado, com muito amor e carinho.

Muito obrigado ao meu orientador professor Eugênio Fortaleza, que depositou em mim um voto de confiança e apoiou-me desde o primeiro momento.

Às três pessoas que mais me apoiaram durante este período de formação no Brasil, a Thais Belo pela amizade incondicional, a William Cuellar pela amizade e constante orientação acadêmica e a José Oniram pela disposição em me ajudar mesmo sem qualquer obrigação.

Andres Felipe Gonzalez Ordoñez

RESUMO

No campo das plataformas de perfuração *offshore*, as ondas do mar geram um movimento de elevação indesejado que afeta as plataformas durante a execução do processo de perfuração. Tal situação pode acarretar em um problema de instabilidade de contato entre a broca e a formação e, por consequência, causar danos aos equipamentos, ao poço e ao meio ambiente. Como solução para este problema, compensadores de *heave* são usados para atenuar e desacoplar o movimento da coluna de perfuração do movimento de elevação indesejado da embarcação.

No presente estudo, propõe-se um compensador híbrido de *heave*, o qual é composto por uma parte ativa e uma passiva, baseado na teoria de planicidade diferencial para sistemas de perfuração *offshore*. Para isso, são desenvolvidos quatro modelos, sendo um modelo de validação não linear usado como referência, um modelo linear para comparação e dois modelos reduzidos que cumprirão a tarefa de projeto de dois controladores (linear e não linear).

Através de simulações numéricas, o desempenho dos controladores é avaliado na presença de distúrbios externos para diferentes estudos de caso com variações no comprimento da coluna e na rigidez da formação. De maneira geral, os resultados numéricos indicam que o movimento de elevação foi drasticamente reduzido, com uma atenuação do movimento de *heave* superior a 85% e com uma variação do peso sobre a broca mínima, eliminando totalmente o problema da instabilidade de contato.

Palavras Chaves: Compensador de *Heave*, Perfuração *Offshore*, Controle Nao Linear, Teoria de Planicidade Diferencia.

ABSTRACT

In the field of offshore drilling platforms, sea waves generate an unwanted heave movement that affects the platforms during the execution of the drilling process. Such a situation can result in a problem of contact instability between the drill bit and the formation and, consequently, cause damage to the equipment, the well and the environment. As a solution to this problem, heave compensators are used to attenuate and decouple the movement of the drill string from the vessel's unwanted heave movement.

In the present study, a hybrid heave compensator is proposed, which consists of an active and a passive compensator, based on the differential flatness theory for offshore drilling systems. For this, four models are developed, one of which is a non-linear validation model used as a reference, a linear model for comparison and two reduced models that will fulfill the task of designing two controllers (linear and non-linear).

Through numerical simulations, the performance of the controllers is evaluated in the presence of external disturbances for different case studies with variations in the length of the column and the rigidity of the formation. In general, the numerical results indicate that the heave movement has been drastically reduced, with an attenuation of the heave movement greater than 85% and with a minimal load variation on the drill bit, totally eliminating the problem of contact instability.

Keywords: Heave Compensator, Offshore Drilling, Non-linear Control, Differential Flatness Theory.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	PROPOSTA DO TRABALHO	3
1.2	OBJETIVOS	3
1.2.1	OBJETIVO GERAL	3
1.2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1.3	METODOLOGIA	4
1.4	CONTRIBUIÇÕES	6
1.5	DESCRIÇÃO DO MANUSCRITO	7
2	SISTEMA DE PERFURAÇÃO <i>OFFSHORE</i>	8
2.1	ELEMENTOS DE UM SISTEMA DE PERFURAÇÃO	8
2.1.1	BLOCO DE COROAMENTO	9
2.1.2	CABO DE AÇO	9
2.1.3	CATARINA	10
2.1.4	COLUNA DE PERFURAÇÃO	10
2.1.5	BROCA	10
2.2	COMPENSADOR DE <i>HEAVE</i>	11
2.2.1	COMPENSADORES CLASSIFICADOS PELA ENERGIA CONSUMIDA	11
2.2.2	COMPENSADORES CLASSIFICADOS DE ACORDO COM SUA POSIÇÃO DE INSTALAÇÃO	13
2.2.3	ATUADORES SISTEMA ATIVO	14
2.3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.3.1	SISTEMAS DE PERFURAÇÃO <i>offshore</i>	16
2.3.2	COMPENSADORES DE <i>heave</i> E TÉCNICAS DE CONTROLE	17
3	TEORIA DE PLANICIDADE DIFERENCIAL	21
3.1	SISTEMAS DIFERENCIALMENTE PLANOS	21
3.2	SAÍDAS PLANAS	22
3.2.1	SAÍDAS PLANAS PARA SISTEMAS LINEARES	23
3.3	PLANEJAMENTO DE TRAJETÓRIA	24
3.4	RASTREAMENTO DE TRAJETÓRIA	25
4	MODELAGEM	27

4.1	MODELO DE VALIDAÇÃO DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO <i>OFFSHORE</i>	28
4.1.1	FORÇAS NO BLOCO DE COROAMENTO	29
4.1.2	FORÇAS NO PHC	29
4.1.3	FORÇAS NO AHC	32
4.1.4	FORÇAS NO CABO DE AÇO	32
4.1.5	FORÇAS NA CATARINA	32
4.1.6	FORÇAS NA COLUNA DE PERFURAÇÃO	33
4.2	MODELO LINEAR DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO	35
4.2.1	LINEARIZAÇÃO DAS FORÇAS DO PHC	35
4.2.2	LINEARIZAÇÃO DAS FORÇAS DO AHC	38
4.3	MODELO REDUZIDO NÃO LINEAR DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO	39
4.4	MODELO REDUZIDO LINEAR DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO	41
4.5	COMPARAÇÃO EM FREQUÊNCIA DOS MODELOS LINEAR E REDUZIDO LINEAR	42
4.5.1	ANÁLISE DOS RESULTADOS DA RESPOSTA EM FREQUÊNCIA	45
5	PROJETO DO CONTROLADOR	47
5.1	OBJETIVOS DE CONTROLE	48
5.2	CONTROLADOR LINEAR REALIZADO COM O MODELO REDUZIDO LINEAR DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO <i>offshore</i>	49
5.3	CONTROLADOR NÃO LINEAR REALIZADO COM O MODELO REDUZIDO NÃO LINEAR DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO <i>offshore</i>	52
6	RESULTADOS DE SIMULAÇÕES E ANÁLISE DOS RESULTADOS	54
6.1	PARÂMETROS DO SISTEMA	54
6.2	RESULTADOS DO SISTEMA PARA UMA PERTURBAÇÃO SINUSOIDAL	55
6.2.1	RESPOSTA DO PHC SEM CONTROLADOR PARA UMA PERTURBAÇÃO SINUSOIDAL	56
6.2.2	RESPOSTA CONTROLADORES PROPOSTOS PARA UMA PERTURBAÇÃO SINUSOIDAL	58
6.3	RESULTADOS DO SISTEMA PARA UMA PERTURBAÇÃO DE ONDA DO MAR	61
6.3.1	RESPOSTA DO PHC SEM CONTROLADOR PARA UMA PERTURBAÇÃO DE ONDA DO MAR	62
6.3.2	RESPOSTA CONTROLADORES PROPOSTOS PARA UMA PERTURBAÇÃO DE ONDA DO MAR	63
6.4	ANÁLISE DE RESULTADOS	66
6.4.1	ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA UM DISTÚRBO SINUSOIDAL	67
6.4.2	ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA UM DISTÚRBO DE ONDA DO MAR	68
7	CONCLUSÕES	70
7.1	TRABALHOS FUTUROS	71

7.2	PUBLICAÇÕES	71
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72

LISTA DE FIGURAS

1.1	Graus de liberdade do navio.	2
1.2	Metodologia.	6
2.1	Esquema do sistema de perfuração <i>offshore</i> com PHC e AHC proposto.	9
2.2	Operação compensador de <i>heave</i> a) Compressão b) Expansão (Adaptado de [17])....	11
2.3	Sistema PHC (adaptado de [14]).	12
2.4	Esquema básico de um cilindro de dupla ação e haste dupla controlado por bomba [26].....	16
2.5	Esquema básico de uma bomba de vazão variável de pistões (adaptado de [30]).....	16
3.1	Estrutura lei de controle baseada em planicidade diferencial.....	26
4.1	Sistema de perfuração e diagrama do modelo de validação.	28
4.2	Vedações dentro de um cilindro hidráulico.	31
4.3	Diagrama do modelo linear.....	35
4.4	Força de reconstituição do gás, linear e não linear.	36
4.5	Força do atrito seco do cilindro, linear e não linear.....	37
4.6	Força da fricção viscosa do gás, linear e não linear.	38
4.7	Diagrama do modelo de validação e do reduzido não linear.	40
4.8	Diagrama do modelo reduzido linear.	42
4.9	Resposta em frequência dos modelos linear e reduzido linear, para uma coluna de 2,7 km. a) Formação de fundo macio b) Formação de fundo duro.....	43
4.10	Resposta em frequência dos modelos linear e reduzido linear, para uma coluna de 3,712 km. a) Formação de fundo macio b) Formação de fundo duro.....	44
5.1	Esquema de controle baseado em planicidade diferencial.....	47
6.1	Movimento de <i>heave</i> sinusoidal	56
6.2	Deslocamento medido no caso de um PHC para um distúrbio sinusoidal de <i>heave</i> , atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.	56
6.3	Variação do WOB no caso de um PHC para um distúrbio sinusoidal de <i>heave</i> , atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.	57
6.4	Deslocamento medido no caso de um PHC para um distúrbio sinusoidal de <i>heave</i> , atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.	57

6.5	Variação do WOB no caso de um PHC para um distúrbio sinusoidal de <i>heave</i> , atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.	57
6.6	Posição do bloco de coroamento para um distúrbio sinusoidal de <i>heave</i> , atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.	58
6.7	Resposta controladores baseados em planicidade para um distúrbio sinusoidal de <i>heave</i> atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km. a) Posição do bloco de coroamento b) Velocidade do bloco de coroamento c) Ângulo de oscilação da bomba d) Sinal de controle.....	59
6.8	Variação do WOB para os dois controladores baseados na teoria de planicidade diferencial, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km e um movimento de elevação senoidal.....	59
6.9	Posição do bloco de coroamento para um distúrbio sinusoidal de <i>heave</i> , atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.	60
6.10	Resposta controladores baseados em planicidade para um distúrbio sinusoidal de <i>heave</i> atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km. a) Posição do bloco de coroamento b) Velocidade do bloco de coroamento c) Ângulo de oscilação da bomba d) Sinal de controle.....	60
6.11	Variação do WOB para os dois controladores baseados na teoria de planicidade diferencial, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km e um movimento de elevação senoidal.....	61
6.12	Movimento de <i>heave</i> de onda do mar [68].	61
6.13	Deslocamento medido no caso de um PHC para um distúrbio de <i>heave</i> de onda do mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.	62
6.14	Variação do WOB para um PHC com um distúrbio de onda do mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.	62
6.15	Deslocamento medido no caso de um PHC para um distúrbio de <i>heave</i> de onda do mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.	63
6.16	Variação do WOB para um PHC com um distúrbio de onda do mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.	63
6.17	Posição do bloco de coroamento para um distúrbio de onda de mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.	64
6.18	Resposta controladores baseados em planicidade para um distúrbio de onda do mar atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km. a) Posição do bloco de coroamento b) Velocidade do bloco de coroamento c) Ângulo de oscilação da bomba d) Sinal de controle.....	64
6.19	Variação do WOB para os dois controladores, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km e um movimento de elevação de onda do mar.	65
6.20	Posição do bloco de coroamento para um distúrbio de onda de mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.	65

6.21	Resposta controladores baseados em planicidade para um distúrbio de onda do mar atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km. a) Posição do bloco de coroamento b) Velocidade do bloco de coroamento c) Ângulo de oscilação da bomba d) Sinal de controle.....	66
6.22	Variação WOB para os dois controladores baseados na teoria de planicidade diferencial, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km e um movimento de elevação de onda do mar.....	66

LISTA DE TABELAS

4.1	Características dos modelos.....	27
4.2	Estados do sistema de perfuração <i>offshore</i>	29
4.3	Parâmetros gerais da simulação.....	43
4.4	Erro absoluto médio na resposta em frequência.....	45
6.1	Configuração da coluna de perfuração para 2,7 km.....	55
6.2	Configuração da coluna de perfuração para 3,712 km.....	55
6.3	Resultados do sistema de perfuração <i>offshore</i> em presença de um distúrbio sinusoidal.....	67
6.4	Resultados do sistema de perfuração <i>offshore</i> em presença de um distúrbio de onda do mar.....	68

LISTA DE SÍMBOLOS

Notação

\mathbb{R}	Conjunto dos números reais
\mathbb{R}^n	Espaço euclidiano n-dimensional
$\mathbb{R}^{n \times m}$	Conjunto de matrizes reais com dimensões n x m
$sign(\bullet)$	Função sinal
$sin(\bullet)$	Função seno
$max(\bullet)$	Máxima amplitude
$tanh(\bullet)$	Tangente hiperbólica
n	Dimensão do vetor de estados
m	Dimensão do vetor de controle

Vetores e matrizes

x	Vetor de estados
u	Vetor de controle
z	Vetor de saídas planas
ν	Vetor de controle na forma canônica de Brunovsky
C_k	Matriz de controlabilidade de Kalman

Sobrescritos

(\bullet)	Variação temporal
$(\bullet)^{(3)}$	Terceira derivada temporal
$(\bullet)^{(4)}$	Quarta derivada temporal
$(\bullet)^*$	Referente ao valor nominal da variável

Siglas

AHC	Compensador Ativo de <i>Heave</i>
ANP	Agencia Nacional do Petróleo
BOP	<i>Blowout Preventer</i>
BPD	Barris Por Dia
CMC	<i>Crown Mounted Compensator</i>
DP	Posicionamento Dinâmico
HHC	Compensador Híbrido de <i>Heave</i>
HPU	Unidade de Energia Hidráulica
LDSS	Seção Inferior da Coluna de Perfuração
MAE	Erro Absoluto Médio
MAPE	Erro Absoluto Médio Ponderado
MIMO	<i>Multi-Input Multi-Output</i>
PD	Proporcional Derivativo
PHC	Compensador Passivo de <i>Heave</i>
PI	Proporcional Integrador
PID	Proporcional Integrador Derivativo
SAHC	Compensador Semi-Ativo de <i>Heave</i>
SISO	<i>Single-Input Single-Output</i>
UDSS	Seção Superior da Coluna de Perfuração
WOB	Peso Sobre a Broca

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

O petróleo é uma mistura de compostos químicos orgânicos que tem uma importância econômica global gigantesca, já que é usado para uma vasta e crescente gama de finalidades. A indústria do petróleo é uma das principais fontes de energia do mundo, gerador de inúmeros produtos a partir de seus derivados (e.g. principais combustíveis para transporte) e uma das maiores fontes de emprego à nível mundial.

Esse líquido oleoso, inflamável, menos denso que a água e de ocorrência limitada encontra-se armazenado em reservatórios subterrâneos naturais, em terra ou, no fundo dos oceanos [1]. Quando os reservatórios são encontrados em águas profundas nos oceanos, são chamados de reservatórios *offshore*. Esses tipos de reservatórios são muito importantes para o Brasil, posto que, um aumento significativo na produção brasileira de petróleo veio de descobertas *offshore*, principalmente em bacias em águas ultraprofundas localizadas cerca de 100 a 150 quilômetros das costas dos estados de São Paulo, Rio de Janeiro e Espírito Santo [2].

A Petrobras se tornou líder em produção *offshore*, com sua primeira descoberta no ano 1974, sua primeira produção em 1977 e, em meados da década de 1980, só a bacia de Campos produziu cerca de 370000 barris por dia (bpd), ou cerca de 60% do total nacional, nesses anos as principais bacias produtoras encontravam-se em lâminas de água que variavam de 150 m a 2,6 km. Em 1996, a Petrobras descobriu o Roncador, o maior campo até aquela data, sob profundidade de água de 1,5 a 2 km. No ano 2006, a produção *offshore* representou mais de 80% da produção brasileira de petróleo, mesmo ano no qual vieram as descobertas mais importantes, a partir da exploração no pré-sal em profundidade de água acima de 2 km [2]. Em 2018, chegou-se à produção de 1,5 milhão de bpd no pré-sal, com campos situados em águas profundas e ultraprofundas [3]. Nesse mesmo ano 2018, a produção de petróleo no mar foi de 903,470 milhões de barris, o equivalente a 95,7% da produção anual brasileira [4].

Cada vez mais, são exploradas águas mais profundas e em lugares mais afastados como demonstra a história do petróleo [5] e o atual pré-sal brasileiro [6]. Para atingir esses poços, uma das formas de extração desde a superfície se dá através do uso de plataformas de perfuração *offshore* fixas ou flutuantes [5].

Neste contexto, ao trabalhar no mar, as condições climáticas devem ser consideradas, uma

vez que, as ondas do mar, ventos e correntes oceânicas prejudicam as plataformas, em especial as flutuantes, gerando uma grande dificuldade, pois afetam severamente a posição dessas plataformas em qualquer um dos seus seis graus de liberdade, como observado na Figura 1.1.

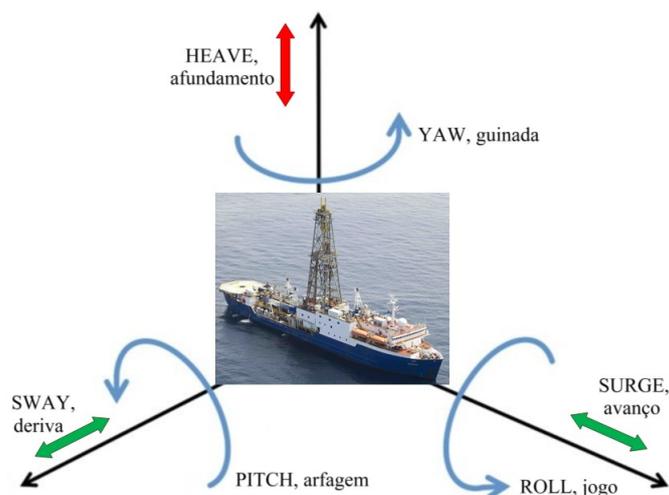


Figura 1.1: Graus de liberdade do navio.

Como solução para movimentos horizontais indesejados em plataformas flutuantes gerados pelos ventos e correntes, observa-se na indústria o uso de sistemas de posicionamento dinâmico (sistemas DP) e sistemas de ancoragem. Os sistemas DP permitem controlar automaticamente a posição e aproamento de uma embarcação através de propulsão ativa [7]. Por outro lado, um sistema de ancoragem é composto por linhas de ancoragem que atuam como molas que produzem esforços para manter a plataforma em posição de equilíbrio [8]. Estes sistemas permitem mitigar a influência das perturbações nos movimentos translacionais (deriva, avanço) e rotacionais (guinada, arfagem, jogo).

No entanto, os sistemas anteriores não compensam o movimento vertical indesejado de *heave* (afundamento) gerado pelas ondas e transmitido da plataforma para a coluna de perfuração (ver seta cor vermelha na Figura 1.1). Nesse caso, a coluna de perfuração pode apresentar os seguintes problemas devido a esse distúrbio: variação de peso sobre a broca (WOB, do inglês *Weight On Bit*), tensões variáveis na coluna de perfuração, flambagem, entrada de lama no reservatório, *blowout*, entre outros [9]. Em particular, a variação do WOB é o parâmetro de medição de desempenho do sistema durante a perfuração; portanto, é muito importante manter um peso constante na broca, para garantir uma longa vida útil da mesma. Caso os problemas acima surjam, pode-se observar danos aos equipamentos do sistema de perfuração, acidentes pessoais, perda parcial ou total do poço e danos ao meio ambiente.

Para resolver o problema do movimento vertical (afundamento) indesejado e a variação de peso sobre a broca que afetam diretamente o desempenho durante a perfuração, é proposto o uso de um compensador de *heave* para isolar e desacoplar o movimento da carga do movimento de elevação da embarcação [10], permitindo atenuar as vibrações verticais transmitidas pela plataforma à coluna de perfuração e fazer que esta oscile o mínimo possível, mantendo um peso constante da broca na

formação.

Neste trabalho, o compensador usado é um compensador híbrido de *heave* (HHC). A vantagem do HHC é que ele combina as características de um sistema passivo e um ativo, permitindo reduzir os efeitos do movimento vertical do navio com um alto desempenho, numa configuração na qual não são necessários sistemas complexos e o consumo de energia é baixo, isso, em combinação com o uso da teoria de planicidade diferencial (*differential flatness theory*), facilita o projeto de controladores lineares e não lineares com um grau de atenuação do movimento de *heave* superior a 85%.

1.1 PROPOSTA DO TRABALHO

O escopo deste trabalho é diminuir o problema do movimento de *heave* indesejado do navio, a solução indicada é usar um compensador de *heave* com uma estratégia de controle baseada na teoria de planicidade diferencial. Para cumprir com o acima, é necessário usar um HHC, composto por dois sistemas: o compensador passivo de *heave* (PHC) e o compensador ativo de *heave* (AHC). O sistema passivo pode ser visto como uma enorme suspensão hidropneumática tradicional que não requer uma fonte de energia externa para operar e utiliza o movimento da estrutura para desenvolver as forças de controle; por outro lado, o sistema ativo requer uma fonte de energia para operar os atuadores e ser capaz de fornecer uma força de controle dinâmico [10].

Com isso em mente, é necessário implementar uma estratégia de controle que permita regular essas forças dinâmicas de controle, para obter o melhor desempenho possível na atenuação do movimento de *heave*. Para isso, é proposto um método para projetar um controlador baseado na teoria de planicidade diferencial para um compensador híbrido de *heave* com atuador. Emprega-se uma estratégia de controle que possibilita representar a dinâmica global do sistema através de um sistema equivalente na forma canônica de Brunovsky, de modo a reduzir esforços e desenvolver mais facilmente a tarefa de projeto do controlador. Além de fornecer outras propriedades, tais como o planejamento de trajetória desejada da saída e o rastreamento da trajetória para corrigir distúrbios que desviam a saída dos valores desejados.

Todos os itens acima, são levados em consideração para facilitar o desenvolvimento de diferentes controladores (linear, não linear ou PHC sem controlador) com um alto grau de robustez, a partir da teoria de planicidade diferencial para o controle de sistemas de perfuração *offshore*. Finalmente, o desempenho dos controladores é comparado permitindo determinar a melhor opção para reduzir o movimento de elevação indesejado.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Esta dissertação tem como objetivo projetar um sistema de controle baseado na teoria de planicidade diferencial para um compensador híbrido de *heave* com o propósito de reduzir o movimento de *heave* transmitido pela plataforma à coluna de perfuração.

1.2.2 Objetivos Específicos

Estabelecem-se os seguintes objetivos específicos:

- Determinar as forças desenvolvidas por cada elemento do sistema de perfuração *offshore*.
- Derivar o modelo de validação que descreve o comportamento do sistema de perfuração *offshore*, com suas forças não lineares.
- Obter três modelos a partir de linearizações e reduções no modelo de validação para o desenvolvimento dos controladores, um modelo linear, um modelo reduzido não linear e um modelo reduzido linear.
- Comparar a resposta em frequência do modelo reduzido linear com o modelo linear para conhecer o intervalo de validade das reduções.
- Projetar dois controladores baseados na teoria de planicidade diferencial, um linear e outro não linear.
- Testar os controladores no modelo de validação, compará-los e determinar qual apresenta o melhor desempenho na atenuação de diferentes distúrbios de *heave*.

1.3 METODOLOGIA

A metodologia utilizada no desenvolvimento do presente trabalho é dividida em 8 etapas, as quais são expostas abaixo e podem ser vistas graficamente na Figura 1.2:

1. **Extrair parâmetros, variáveis e elementos do sistema de perfuração *offshore*** para obter as forças desenvolvidas por cada elemento.
2. **Desenvolver um modelo de validação** não linear do sistema de perfuração de 11^o ordem, que inclui os principais elementos do sistema de perfuração e o HHC. As forças que atuam nos elementos do sistema de perfuração (bloco de coroamento, cabo de aço, catarina, coluna de perfuração e broca) geram um sistema de equações de 8^o ordem. Além disso, o compensador híbrido é representado por um sistema de 3^o ordem que possui um sistema passivo de dois cilindros e um sistema ativo com atuador eletro-hidráulico, composto de um cilindro de

dupla ação controlado por uma bomba. As forças que atuam no sistema de perfuração são provenientes da interação dos componentes com as ondas e a gravidade, e as principais forças não lineares que afetam o sistema ativo e passivo são provenientes dos diferentes atritos dos cilindros.

3. **Obter um modelo linear** do sistema de perfuração de 11^o ordem, a partir do modelo da etapa 2, no qual as forças de cada componente do HHC são linearizadas, para o sistema passivo a força de reconstituição do gás e a força da fricção viscosa do gás são linearizadas com séries de Taylor e a força do atrito seco do cilindro com a transformada de Fourier; para o sistema ativo a força do atrito seco do cilindro ativo é linearizada com a transformada de Fourier e para a não linearidade do ângulo da placa de deslizamento da bomba é usada a aproximação para ângulos pequenos mediante as séries de Taylor.
4. **Elaborar um modelo reduzido não linear** baseado numa redução de 11^o ordem para 4^o ordem feita ao modelo de validação para obter um sistema equivalente e facilitar o projeto do controlador não linear. A partir da teoria de polos dominantes a equação do ângulo da placa é reduzido de 2^o ordem para 1^o ordem, a partir do conceito de elementos em série o sistema de perfuração é reduzido de 8^o ordem para 2^o ordem e a equação da pressão do cilindro ativo continua sendo de 1^o ordem.
5. **Gerar um modelo reduzido linear** do sistema de perfuração de 4^o ordem para facilitar o projeto do controlador linear, o modelo é feito juntando as linearizações da etapa 3 e as reduções da etapa 4.
6. **Analisar a resposta em frequência** para o modelo reduzido linear de 4^o ordem em relação ao modelo linear de 11^o ordem, para confirmar a redução do modelo por sistema equivalente e ter noção das condições de validade das reduções feitas.
7. **Projetar dois controladores baseados na teoria de planicidade diferencial**, um não linear e outro linear, usando os modelos reduzidos, não linear da etapa 4 e linear da etapa 5, respectivamente; para dois casos de colunas de perfuração de comprimento diferente (2,7 km e 3,7 km) obtidos na literatura.
8. **Testar os controladores propostos e um PHC sem controlador** no modelo de validação, aplicando dois distúrbios, sinusoidal e onda do mar, comparando seu desempenho a partir de dois parâmetros, atenuação do movimento de *heave* e variação do peso sobre a broca, com a finalidade de determinar o controlador com melhor desempenho.

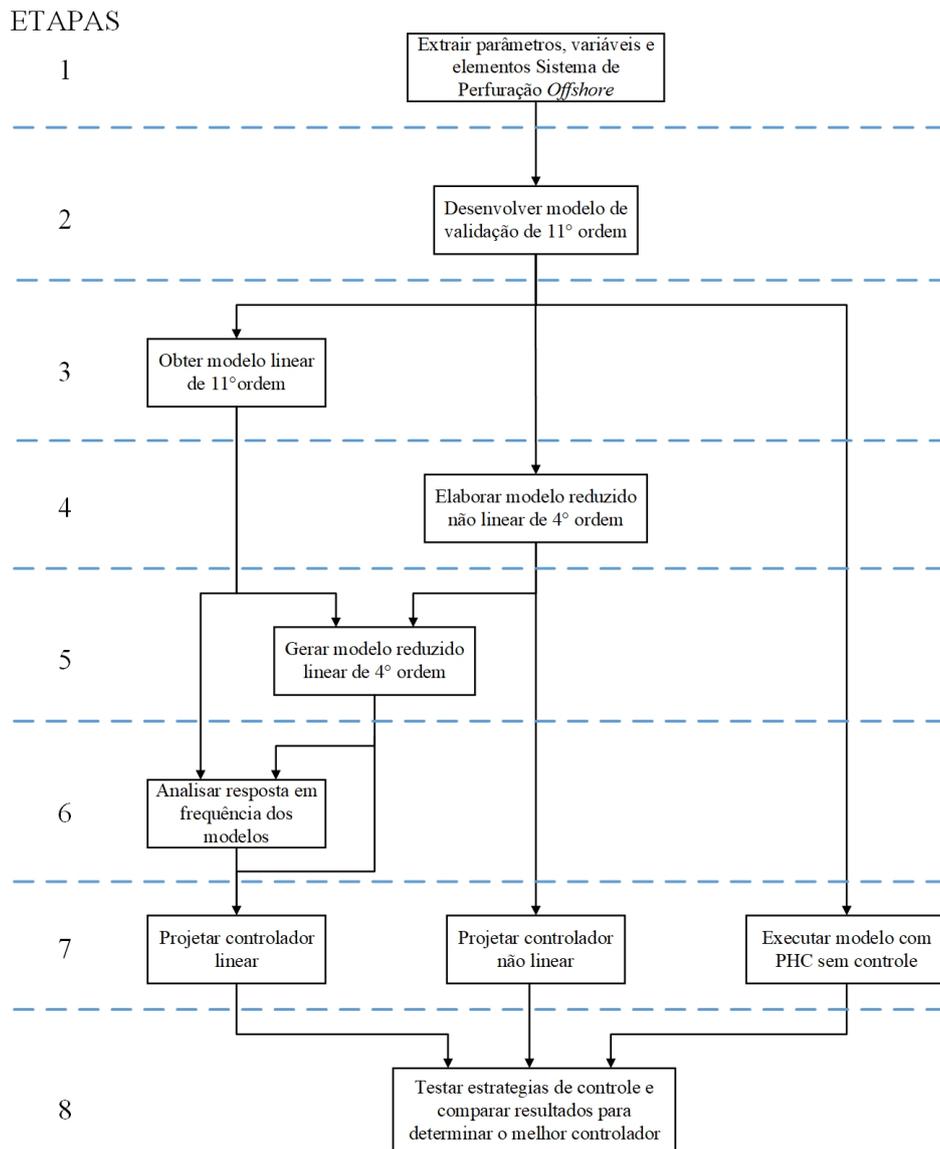


Figura 1.2: Metodologia.

1.4 CONTRIBUIÇÕES

- Combinar a dinâmica de um sistema de perfuração *offshore* com a de um compensador híbrido complexo, onde as forças que atuam tanto no compensador passivo quanto no ativo são não lineares, somadas à representação da dinâmica do atuador do sistema ativo de forma não linear, gerando um modelo de validação bastante fiel ao sistema em estudo.
- Gerar um método de redução, no qual os diferentes elementos que compõem o sistema de perfuração sejam associados como massas, molas e amortecedores em série, permitindo reduzir a ordem do sistema e por sua vez sua complexidade.
- Propor uma metodologia a ser aplicada em sistemas de perfuração *offshore*, para reduzir o movimento de *heave* indesejado, utilizando um modelo de validação como referência, com

um alto grau de complexidade que permite representar com fidelidade a dinâmica do sistema. Posteriormente, dois modelos reduzidos são utilizados para facilitar o projeto de dois controladores (lineares e não lineares) baseados na teoria da planicidade diferencial, os quais proporcionarão o desempenho desejado na atenuação da perturbação e finalmente o controlador ideal para este tipo de sistemas é escolhido.

1.5 DESCRIÇÃO DO MANUSCRITO

Este documento está organizado da seguinte forma:

O Capítulo 2 apresenta o sistema de perfuração *offshore*, onde são introduzidos os conceitos teóricos fundamentais referentes a compensadores de *heave*: passivo, ativo, semi-ativo e híbrido; e também, os diferentes elementos de uma coluna de perfuração.

O capítulo 3 estabelece os conceitos básicos da teoria sobre os sistemas diferencialmente planos lineares e não lineares: saídas planas, planejamento de trajetória e rastreamento de trajetória.

O Capítulo 4 introduz a modelagem matemática para os quatro modelos diferentes que são usados: primeiro, um modelo de validação é estabelecido; segundo, um modelo linear é apresentado a partir de variadas linearizações; terceiro, um modelo reduzido não linear é obtido a partir de diferentes hipóteses e quarto, um modelo reduzido linear é apresentado com base nas hipóteses, simplificações e linearizações dos modelos anteriores. Da mesma forma, a resposta em frequência do modelo linear reduzido e do modelo linear também é comparada para corroborar a viabilidade do uso de modelos reduzidos.

O Capítulo 5 expõe os dois controladores (linear e não linear) baseados na abordagem de planicidade diferencial desenvolvidos para o controle do sistema de perfuração *offshore*.

O Capítulo 6 descreve as condições das simulações e mostra os resultados obtidos para os dois controladores projetados (linear e não linear) e para o PHC sem controle implementados no modelo de validação, com dois casos de comprimento diferente da coluna de perfuração, na presença de dois tipos de perturbação, terminando com a análise dos resultados obtidos.

As conclusões deste trabalho e sugestões para trabalhos futuros são apresentadas no Capítulo 7.

Capítulo 2

SISTEMA DE PERFURAÇÃO *OFFSHORE*

Este capítulo cobre os conceitos teóricos sobre sistemas de perfuração *offshore*. Na seção 2.1, são descritos os elementos que compõem um sistema de perfuração *offshore*, descrevendo seu funcionamento, forças atuantes e componentes. Os compensadores de *heave* são discutidos numa única seção (2.2), expõe-se seu funcionamento, suas classificações, componentes e atuadores. Na seção 2.3 apresenta-se uma revisão bibliográfica sobre compensadores de *heave* e sistemas de perfuração *offshore*.

2.1 ELEMENTOS DE UM SISTEMA DE PERFURAÇÃO

Nesta seção, apresenta-se uma visão geral sobre os elementos que compõem um sistema de perfuração *offshore*. O sistema pode ser dividido em suas partes principais: compensador, bloco de coroamento, cabo de aço, catarina, coluna de perfuração e broca. Um esquema do sistema de perfuração *offshore* com HHC pode ser visto na Figura 2.1, no topo do mastro está o bloco de coroamento, suportado pelo compensador que atenua a perturbação; depois, há um cabo de aço que permite conectar o bloco de coroamento e a catarina; nesse ponto, existe um mecanismo de rotação (*top drive*) que permite que a coluna de perfuração gire, a coluna está conectada à parte inferior do *top drive* enquanto a parte superior está conectada ao *swivel* que a une à catarina por meio do gancho, o *swivel* divide as peças rotativas das peças estacionárias, a coluna possui diferentes seções de tubo com diferentes dimensões e, em sua parte final, é conectada uma broca que facilita romper a formação [11].

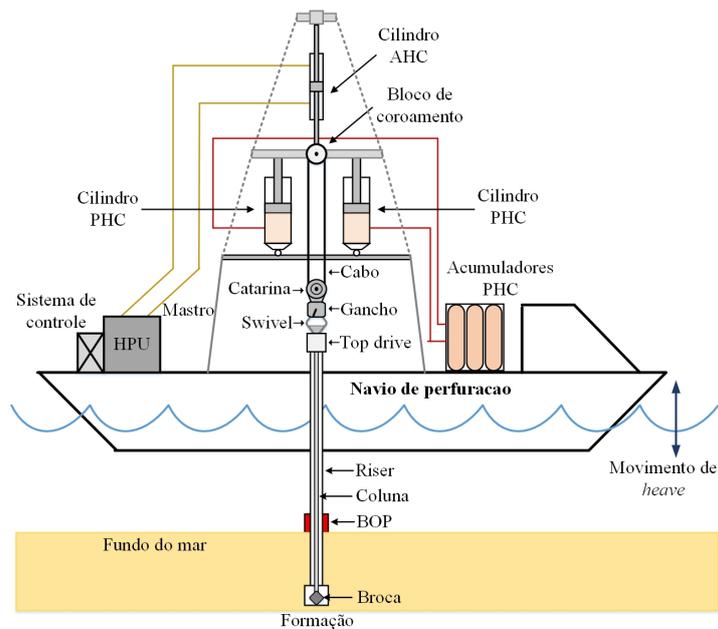


Figura 2.1: Esquema do sistema de perfuração *offshore* com PHC e AHC proposto.

2.1.1 Bloco de coroamento

O bloco de coroamento é um conjunto de pólias montadas em linha, num eixo suportado por dois mancais de deslizamento [1], está localizado na parte superior do mastro, é suportado pelos compensadores e suporta todas as cargas que lhe são transmitidas pelo cabo de perfuração. As forças que atuam no bloco de coroamento provêm dos seguintes componentes:

- Compensador passivo de *heave*.
- Compensador ativo de *heave*.
- Cabo de aço.
- Seu próprio peso.
- Ligações (*linkages*, se aplicável)

2.1.2 Cabo de aço

Um cabo de aço é formado por diversos fios trançados em torno de um núcleo ou alma [1]. O cabo de aço conecta o bloco de coroamento e a catarina por um número necessário de pólias. Esta corda está conectada com o guincho principal, que tem como função fornecer um meio para abaixar a catarina. O cabo pode ser representado com o típico conjunto mola-amortecedor em paralelo, derivado da lei de Hooke, considerando o número de partes do cabo, bem como a geometria e suas propriedades mecânicas [11].

2.1.3 Catarina

Bloco onde um conjunto de pólias é montado em um eixo e sobre o qual o cabo de perfuração é passado. A catarina fica suspensa pelo cabo de perfuração que passa alternadamente pelas pólias do bloco de coroamento e da catarina, gerando um sistema de linhas passadas. Na parte inferior da catarina acha-se um gancho com um sistema de amortecimento interno para que os golpes não se propaguem para a parte fixa da coluna (catarina, bloco de coroamento) [1]. Além disso, o gancho está conectado a um motor suspenso (*top drive*) através do *swivel*, o *top drive* permite que a coluna de perfuração gire. As forças que atuam na catarina provêm dos seguintes componentes:

- Cabo de aço.
- Coluna de perfuração.
- Seu próprio peso

2.1.4 Coluna de perfuração

A coluna de perfuração constitui a carga principal a ser suportada pelo compensador e é responsável de fornecer uma grande quantidade de energia na broca para cortar as diversas formações rochosas. Esta energia é transmitida em forma de rotação e peso aplicado da broca para a formação, promovendo a ruptura da formação em pequenos cascalhos que são removidos e carregados até a superfície pelo fluido de perfuração, que é bombeado na parte interna da coluna de perfuração até a broca, retornando à superfície pelo espaço anular entre a coluna e o *riser*. No espaço anular encontra-se o elemento mais importante de segurança, o *Blowout Preventor* (BOP), que é um conjunto de válvulas que permite fechar o poço no caso de haver ocorrência de um fluxo indesejável do fluido (*kick*) contido numa formação para dentro do poço [1]. Normalmente, uma coluna de perfuração está composta principalmente por comandos, tubos pesados e tubos de perfuração.

2.1.5 Broca

As brocas são equipamentos que tem a função de gerar a ruptura e desagregação das formações [1]. Para a broca ter uma maior vida útil e trabalhar com o melhor desempenho deve ser aplicada uma força calculada (WOB) a partir da taxa de penetração e do desgaste da broca, estes parâmetros devem estar no intervalo especificado pelo fabricante da broca.

O peso da coluna é o elemento que gera a força sobre a broca e transmite o movimento de rotação para a mesma, que se encontra na seção inferior da coluna. Ao mesmo tempo, o movimento da coluna pode gerar variações na força aplicada sobre a broca diminuindo a eficiência do processo, a vida útil da broca e em casos extremos chegando a danificá-la [11, 12].

2.2 COMPENSADOR DE *HEAVE*

Os sistemas de compensação podem ser mecânicos [13], pneumáticos [14] ou hidropneumáticos [15]. Neste projeto, o compensador de *heave* é descrito como um sistema de suspensão hidropneumática, composto principalmente por um ou mais cilindros hidráulicos e alguns acumuladores. Para o seu funcionamento, inicialmente os acumuladores são carregados com gás pressurizado em um lado da esfera, enquanto o outro lado separado por uma membrana é carregado com óleo hidráulico que vai para o cilindro, resultando em fluxo de óleo através das mangueiras e tubos [11]. A pressão do gás é configurada para manter o valor do WOB desejado, enquanto a esfera separa o gás do óleo hidráulico. O óleo hidráulico está na mesma pressão que o gás, mantendo a WOB constante pressionando o pistão contra o cilindro [10].

Quando o navio sobe, como observado na Figura 2.2a, a carga empurra o pistão do cilindro para baixo e o óleo do cilindro é pressionado em direção do acumulador, comprimindo o gás para compensar o aumento do deslocamento e conseqüentemente aumentando a pressão, permitindo equilibrar a carga, chegando assim ao estado estacionário. Por outro lado, no momento em que o navio desce (ver Figura 2.2b), o pistão do cilindro sobe e o gás do acumulador se expande, reduzindo a pressão e permitindo manter a carga no estado estacionário [16].

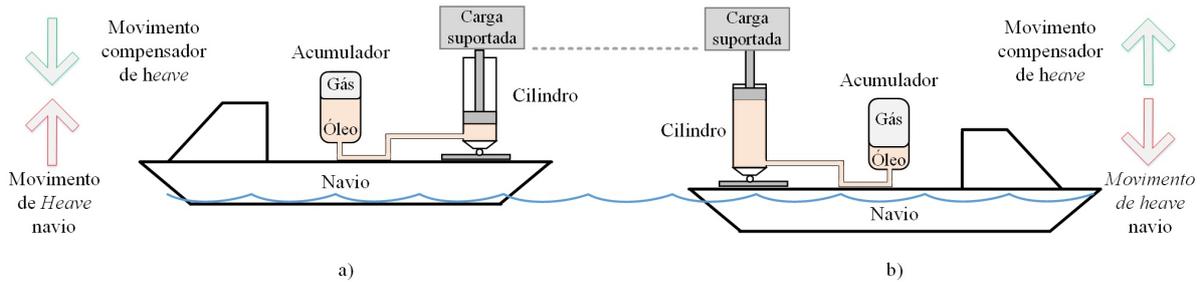


Figura 2.2: Operação compensador de *heave* a) Compressão b) Expansão (Adaptado de [17]).

Existem duas maneiras de classificar os compensadores de *heave*: por energia e por localização. Os detalhes dessa classificação serão apresentados no decorrer das próximas subseções.

2.2.1 Compensadores classificados pela energia consumida

Podem ser divididos em quatro categorias principais: compensadores passivos (PHC), compensadores ativos (AHC), compensadores semi-ativos (SAHC) e compensadores híbridos (HHC).

- **Compensador passivo (PHC):** os PHCs suportam o peso total do equipamento, são isoladores de vibração, onde a entrada é o movimento de *heave* do navio e a saída é o movimento de *heave* reduzido na carga suportada [10], em outras palavras, é um sistema em malha aberta que não requer energia de entrada para funcionar [17], sua taxa de atenuação (razão de amplitude entre o sinal de saída e de entrada) é inferior a 85% [11] e [18]. O PHC de uma maneira simplificada pode ser visto como um grande sistema de suspensão

hidropneumática, composto por um cilindro hidráulico principal, acumuladores, tubulações conectivas e válvulas, conforme ilustrado na Figura 2.3.

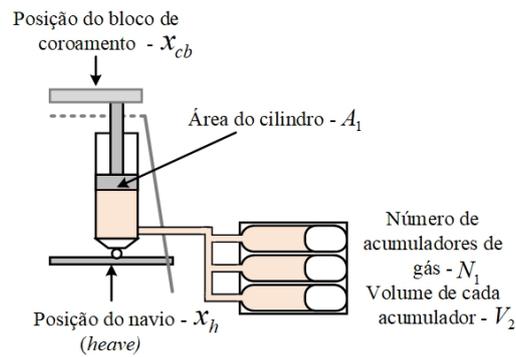


Figura 2.3: Sistema PHC (adaptado de [14]).

- **Compensador ativo (AHC):** os AHCs envolvem controle em malha fechada e empregam uma entrada de energia. Em um sistema ativo, o movimento de elevação do navio é medido e retransmitido para um controlador, que ativa um atuador eletro-hidráulico para fornecer uma força de compensação dinâmica e mitigar o movimento de elevação transmitido. Portanto, se o navio se eleva para cima, o controlador permite desenvolver uma pressão no cilindro que faz com que a carga desça a mesma quantidade e a ação inversa ocorre no caso em que o navio desce [15]. O AHC inclui os seguintes elementos: cilindro ativo, atuador, sensores, tubulações, sistema de controle e unidade de energia hidráulica (HPU). A colocação dos componentes principais do AHC é normalmente na parte inferior do mastro, pelo qual, as longas linhas hidráulicas entre a HPU e o atuador no topo do mastro geram um atraso no transporte da ação de controle ao atuador, esse problema não é considerado neste estudo. Os principais tipos de atuadores utilizados no sistema ativo são apresentados na seção 2.2.3.
- **Compensador semi-ativo (SAHC):** utiliza o movimento da estrutura para desenvolver as forças de controle, cuja magnitude pode ser ajustada por uma pequena fonte de energia externa (por exemplo, uma bateria) [19]. Portanto, o SAHC gera uma força de controle, embora essa força só seja capaz de dissipar energia e não adicioná-la. O sistema combina vantagens de consumo zero de energia pelo sistema passivo e uma porcentagem adequada de efeito de compensação graças ao sistema ativo [20].
- **Compensador híbrido (HHC):** um sistema híbrido é composto por dois sistemas de compensação independentes, PHC e AHC. O HHC permite reduzir os efeitos do movimento vertical do navio com um ótimo desempenho, com uma atenuação do movimento de *heave* superior a 85%, com a possibilidade de trabalhar independente das condições climáticas, numa janela meteorológica operacional superior em relação ao PHC ou AHC [21]. Por um lado o PHC contém o peso total da carga e por outro o AHC faz parte de um *loop* de controle ativo que pode aplicar uma força de ajuste adicional que dependendo do tamanho dos cilindros pode ser de até 50 - 60% para grandes dimensões ou de 10 - 15% para cilindros de pequenas dimensões [14].

No HHC deste caso de estudo, o cilindro ativo aplica forças menores do que as experimentadas pelos cilindros passivos, normalmente 10% da força total, pelo qual, ele pode ser fisicamente menor, exigindo menos fluxo, menos pressão, portanto, menos energia do que em comparação com um sistema estritamente ativo (AHC) [10].

2.2.2 Compensadores classificados de acordo com sua posição de instalação

Os compensadores estão classificados de acordo a sua posição de instalação dentro do sistema de perfuração, a partir do qual, têm diferentes métodos de funcionamento e podem ser divididos, por exemplo em: *deadline*, *traveling block compensator*, *Crown Mounted Compensator* [20].

- ***Crown Mounted Compensator (CMC)***: os cilindros de compressão montados verticalmente, estão apoiados na torre de perfuração, por meio de uma estrutura rígida montada no nível médio da torre, os cilindros de ação simples suportam o peso total do equipamento e aplicam as forças de compensação no bloco de coroamento (*crown block*) localizado na parte superior da torre para reduzir o movimento de elevação transmitido para a carga. O bloco de coroamento é guiado por uma coluna guia principal que elimina os problemas de alinhamento e equilíbrio do sistema [22].
- ***Traveling Block Compensator***: neste método, dois cilindros hidráulicos são conectados entre a catarina (*traveling block*) e o gancho, suportando a carga do gancho. Grandes acumuladores de gás conectados aos cilindros estão localizados no convés, o fluido pressurizado é canalizado para os cilindros por mangueiras flexíveis. Cilindros diferenciais ou de haste dupla podem ser usados para suportar a carga [23].
- ***Deadline Compensator***: um compensador instalado na linha morta (*deadline*) inclui um conjunto de compensação (cilindro hidráulico, acumulador de alta pressão, acumulador de baixa pressão, grupo de pólias móveis e fixas, entre outros) configurado para fixar o *deadline* entre o bloco de coroamento e um carretel de abastecimento.

O sistema de compensação de *deadline* está configurado para aplicar uma força de tração, que pode ser ajustada ou mantida para diminuir a variação de peso na broca. Inclui um atuador configurado para aplicar uma força à linha morta através de pelo menos uma pólia de compensação, permitindo o controle de pressão exercida no fundo da formação [24]. O atuador é normalmente um cilindro hidráulico, que opera em duas configurações. Quando a força de tração medida por um sensor no *deadline* diminui, a válvula de comando se abre e a pressão na câmara do cilindro conectada ao acumulador de baixa pressão aumenta empurrando o pistão. Quando a força no *deadline* aumenta, a válvula de comando atua e a pressão na câmara do cilindro conectada ao acumulador de alta pressão diminui, o pistão se contrai e a força no *deadline* diminui [25].

2.2.3 Atuadores sistema ativo

O atuador neste caso é um cilindro hidráulico, possuindo duas classificações: quanto ao funcionamento ou à construção [26].

Classificação por funcionamento: são divididos em cilindros de ação simples e cilindros de dupla ação.

- **Cilindro de ação simples:** este cilindro tem somente uma única porta de entrada na parte superior e é operado hidraulicamente em uma única direção. O óleo é bombeado pela entrada, empurrando o êmbolo e fazendo com que o pistão se mova para a posição desejada. O retorno ou retração é efetuado por drenagem do óleo hidráulico para trás até um acumulador ou reservatório, graças a uma mola interna, gravidade ou forças externas que retornam o pistão para a posição inicial.
- **Cilindro de dupla ação:** possui portas em ambas as extremidades da cabeça e da haste, podendo avançar ou retornar dentro do sistema por meio da direção do fluxo. O movimento do êmbolo vem do bombeamento de fluido para o interior da câmara por meio das entradas, proporcionando ao pistão o movimento linear nas duas direções. O fluido presente na câmara de saída no movimento de retração é devolvido ao acumulador.

Classificação por construção: são divididos em cilindros diferenciais, de haste dupla e de haste telescópica.

- **Cilindro diferencial:** é adotado numa grande quantidade de aplicações devido aos requisitos de mínimo espaço de instalação e grande força de saída. Este cilindro possui uma haste de pistão numa única câmara, pelo qual, as áreas seccionais das duas câmaras não são iguais. Portanto, os fluxos de óleo das duas câmaras são diferentes, resultando em um fluxo de volume assimétrico nas duas portas do cilindro.
- **Cilindro de haste dupla:** foi proposto inicialmente em 1988 por Berbuer, o cilindro possui hastes montadas nos dois lados do êmbolo, com uma estrutura na qual as duas câmaras do cilindro estão conectadas a uma bomba e o fluido de trabalho atua alternadamente nos dois lados do pistão, permitindo estender e retrair [27].

O cilindro tem o seguinte princípio de funcionamento: no início as duas câmaras estão pré-carregadas com pressão hidráulica, as pressões em ambas as câmaras variam com o ângulo de giro da bomba na direção oposta ao mesmo tempo. Quando o cilindro está acelerando ou há força de carga acionada, as pressões de ambas as câmaras mudam ao mesmo tempo. Quando não há carga acionada, a pressão nas duas câmaras é a mesma, já que a área de trabalho nas duas câmaras é igual, por isso a força exercida é a mesma em ambos os sentidos.

- **Cilindro de haste telescópica:** o cilindro é composto de várias hastes tubulares de diâmetros diferentes, que se empilham umas sobre as outras, permitindo grandes deslocamentos.

Eles são mais frequentemente usados quando o comprimento de instalação do cilindro é menor que o curso necessário. Os cilindros telescópicos podem ser de ação simples ou dupla ação.

Além disso, esses atuadores eletro-hidráulicos (cilindros) precisam de um sistema de controle para seu funcionamento, que pode ser um sistema controlado por válvula ou um sistema controlado por bomba [26].

- **Sistemas hidráulicos controlados por válvulas:** para esses sistemas hidráulicos, tanto o fluxo de líquido, a direção do líquido ou a pressão do fluido podem ser controlados por válvulas. Este tipo de sistemas é normalmente aplicado devido ao seu baixo custo e estrutura simples. No entanto, enfrenta uma grande desvantagem, são sistemas altamente não lineares com uma enorme perda de energia que pode ser causada pela perda de estrangulamento nas válvulas de controle e também por sobreaquecimento [28].
- **Sistemas hidráulicos controlados por bomba:** suas primeiras aplicações foram feitas em 1973 e 1979 por Hahmann e Spockhoff, [29] e [30], respectivamente. Este sistema pode ser dividido em duas categorias: circuito aberto e circuito fechado, nos sistemas controlados por bomba em **circuito aberto**, a bomba funciona em conjunto com válvulas que permitem o controle da direção do fluxo de óleo nas câmaras do cilindro, de modo que a eficiência do sistema é afetada pela eficiência da válvula. Por outro lado, um sistema que não afeta a eficiência energética do sistema hidráulico é o controlado por bomba em **circuito fechado**, ou também chamado de sistema controlado por bomba direta, quer dizer, a bomba está diretamente conectada ao cilindro.

A principal diferença de um sistema controlado por bomba em circuito fechado em relação a um sistema de controle por bomba em circuito aberto ou sistema controlado por válvula é que ele não precisa de válvulas para operar, permitindo reduzir drasticamente o consumo e a perda de energia [26].

Neste caso, utiliza-se o CMC que é frequentemente usado na perfuração *offshore* e precisa de um mastro e um bloco de coroamento especial, o atuador escolhido foi o cilindro de dupla ação e haste dupla, controlado por uma bomba de vazão variável de pistões em circuito fechado [26], visto na Figura 2.4.

O tipo de bomba escolhida foi de **vazão variável de pistões** vista na Figura 2.5, gera uma ação de bombeamento mediante o movimento de pistões para dentro e para fora de seus cilindros individuais fixados a um eixo de entrada, quando este conjunto gira, os pistões são mantidos em contato com uma placa de deslizamento, chamada *swashplate*, a qual é posicionada em um determinado ângulo com relação ao eixo de entrada permitindo variar o deslocamento ou a quantidade de fluido bombeado por rotação do eixo de entrada da bomba [31]. O mecanismo de bombeamento de uma bomba de pistão consiste basicamente de um tambor de cilindro, pistões com mancais, placa de deslizamento, placa de retenção e placa de orifício.

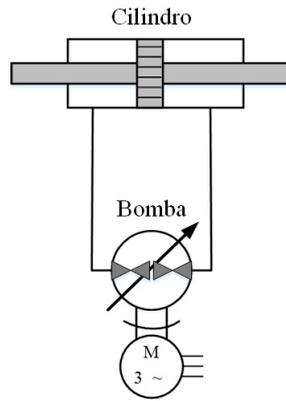


Figura 2.4: Esquema básico de um cilindro de dupla ação e haste dupla controlado por bomba [26].

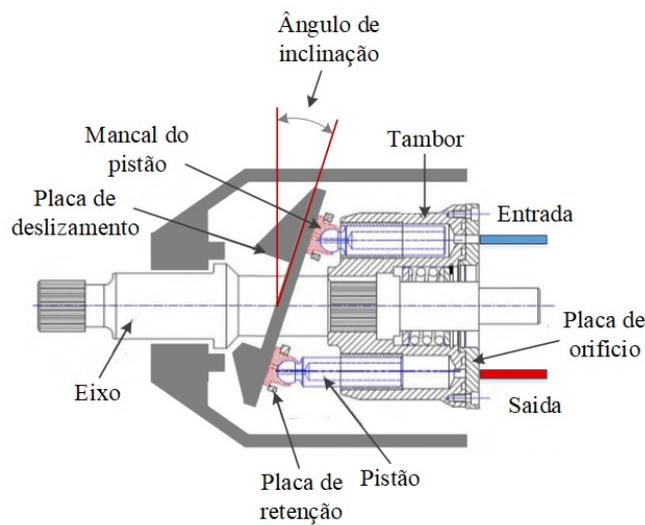


Figura 2.5: Esquema básico de uma bomba de vazão variável de pistões (adaptado de [30]).

2.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção, realiza-se a revisão bibliográfica, com o objetivo de descrever os diferentes trabalhos encontrados na literatura sobre os principais tópicos de interesse, apresentados a seguir: modelagem matemática dos sistemas de perfuração *offshore*, compensadores híbridos de *heave*, principais técnicas de controle para tais sistemas, e aplicações da teoria de planicidade diferencial visando encontrar soluções para o problema do movimento vertical indesejado. Os diferentes trabalhos acadêmicos que abordam essas temáticas são analisados e apresentados a seguir.

2.3.1 Sistemas de perfuração *offshore*

Em relação aos sistemas de perfuração *offshore*, a literatura concentra-se em um modelo dinâmico de massa concentrada [32–35], no qual cada elemento do sistema (compensadores, bloco de

coroamento, cabo de aço, catarina, coluna de perfuração, broca) contribui para obter diferentes valores de massa, constante de rigidez e de amortecimento. Além disso, como alternativa, em diferentes versões deste mesmo modelo a coluna divide-se num número N de seções para representar com mais precisão a dinâmica da coluna, conforme [15] e [36]. Mais particularmente, em outras versões do modelo a coluna de perfuração divide-se em duas seções (superior e inferior) para reduzir a complexidade do modelo, como reportado em [11] e [14].

No trabalho de revisão exibido em [37] apresenta-se um extenso levantamento da literatura sobre modelos de vibração de colunas de perfuração, coletando os trabalhos mais importantes desenvolvidos nos últimos 60 anos. O estado da arte dos modelos para prever vibrações axiais, torcionais e de flexão são expostos, também os pressupostos das condições de contorno, métodos de formulação de equações e aplicações para mitigação de vibrações.

2.3.2 Compensadores de *heave* e técnicas de controle

Trabalhos de revisão podem ser encontrados no que se refere aos sistemas de compensação de *heave* [10,38], sendo os tipos mais importantes descritos em detalhe, juntamente com explicações dos métodos de atuação mais comuns dos compensadores, das estratégias de projeto de controladores mais empregadas e seu potencial de atenuação do movimento de *heave*. Uma revisão mais geral dos sistemas de controle de vibrações em estruturas é apresentada em [19] em que sistemas de controle passivo, ativo e semi-ativo são expostos. Particularmente, observa-se um ênfase em atuadores semi-ativos, com foco na descrição de seu comportamento dinâmico e de suas características distintas.

Um trabalho que abrange diferentes aspectos em relação aos compensadores de *heave* é encontrado em [17], quatro tópicos são desenvolvidos. Primeiro, uma análise do módulo volumétrico é feito para determinar se o módulo pode ser negligenciado no projeto de PHCs. Segundo, uma metodologia para projetar PHCs com a resposta em frequência desejada é apresentada. Terceiro, quatro metodologias de controle para o compensador de elevação semi-ativo são propostas, as quais são testadas e comparadas numericamente. Quarto, os resultados experimentais obtidos para um protótipo desenvolvido com a metodologia proposta para projetar PHCs são analisados.

Em paralelo, Li *et al.* em [39] expõem diferentes aspectos-chave dos sistemas de compensação de *heave*. Um sistema HHC com um cilindro passivo e dois cilindros ativos, para o controle de movimento de um sistema de perfuração é desenvolvido, com um controlador em cascata não linear e com uma servoválvula como atuador. O *loop* externo é de rastreamento de posição, enquanto o *loop* interno de controle envolve a pressão de carga. A técnica de controle utilizada neste caso é a *backstepping*. Um observador adaptativo de distúrbios é construído para estimar e compensar separadamente as perturbações externas e as incertezas dos parâmetros do modelo. Além disso, para compensar o atraso de tempo entre os sensores e atuadores, é adotado um algoritmo de previsão para o movimento de *heave*. Resultados experimentais baseados em dados reais de ondas irregulares são obtidos, graficamente é mostrado que o movimento de *heave* pode ser significativamente reduzido.

Em [9], um modelo dinâmico simplificado que considera apenas o movimento vertical do navio e o tubo de perfuração é implementado, está baseado num fenômeno físico resultante da interação entre vibradores mecânicos acoplados. O HHC é composto por um PHC que é um absorvedor de vibrações e um AHC que tem dois atuadores lineares. Duas situações são estudadas, com e sem peso na broca, para cada situação a resposta dinâmica do sistema é apresentada, primeiro sem controle e, em seguida, usando o esquema de controle. Como conclusão, o método proposto efetivamente mitiga o movimento de *heave* do navio em ondas moderadas não muito grandes, para permitir o tratamento dos atuadores sob a teoria linear.

Nos últimos anos, diferentes estratégias de controle foram avaliadas e usadas para atenuar o movimento indesejável de *heave* e a variação de carga que afeta as plataformas de perfuração *offshore*. Um dos sistemas de controle mais implementados para HHCs é o *feedforward*. Em [14], Hatleskog e Dunnigan empregam um AHC em conjunto com um compensador montado no bloco de coroamento, com o objetivo de reduzir o movimento de elevação na carga suspensa. Como primeira opção aplicam unicamente um controlador *feedforward* PI, uma opção secundária é adicionar um controlador *feedback* PD para ajudar o controlador *feedforward* principal. Concluem que o sistema ativo deve ter, em média, 10% da capacidade de energia do sistema passivo para obter um desempenho da ordem de 90 a 95% de redução do movimento de *heave*.

Em [33], projeta-se um controle *feedforward* em conjunto com um *feedback* para um HHC, com base em medições de perturbações fornecidas por sensores localizados no navio. Para um distúrbio de *heave* de ondas aleatórias com uma amplitude máxima de 1,75 m o desempenho obtido foi altamente eficiente, com uma atenuação de mais de 99%.

De forma similar, em [34] estuda-se o efeito dos atritos no HHC, o controlador usa um *loop feedback* da posição do bloco de coroamento, adicionado a um *loop feedforward* de velocidade. Como resultado, obtém-se que o sistema HHC para uma entrada senoidal com uma amplitude de onda de 0,5 m e período de 12 segundos é capaz de reduzir o movimento para 2 cm (redução da perturbação de 96%), mantendo uma variação do WOB dentro das limitações $\pm 1,1$ kN. Identificou-se que o pior cenário de trabalho é quando existe uma coluna de perfuração pequena e rígida com pouca tolerância à variação do peso sobre a broca; da mesma forma, o atrito presente no PHC tem um impacto significativo no desempenho da atenuação, no entanto, é muito menor quando um compensador ativo também é usado.

Por outro lado, em [32] pesquisa-se o efeito do problema de *bit-bounce* que ocorre numa coluna de perfuração suspensa de um navio que possui apenas um PHC. Como solução, uma abordagem de adição de impedância e HHC são propostos para minimizar esse efeito, onde a parte ativa do HHC é governada por um controlador *feedforward* PD. Logra-se um resultado com uma grande redução da variação de carga e eliminação da instabilidade do contato. Não obstante, introduze-se mais um elemento no sistema, aumentando assim sua complexidade.

Mais recente, em [15] um sistema de perfuração com um HHC é representado por equações diferenciais não lineares. O modelo inclui o estado irregular do mar representado em função de uma onda sinusoidal, a dinâmica da embarcação, do compensador e da coluna de perfuração. O atuador utilizado é um cilindro de dupla haste, controlado por uma bomba de deslocamento

variável. Um algoritmo de controle *feedforward* de velocidade é usado para fornecer um sinal de controle para uma bomba, permitindo modular a compensação da posição através do cilindro ativo. Finalmente, um método estatístico baseado no PDF de Weibull para avaliar e comparar os resultados é implementado.

Huang *et al.* apresentam em [35], um sistema de compensação de *heave drawworks* semi-ativo, criado através do planejamento da estrutura, modelagem do sistema e projeto do controlador. O sistema é simplificado usando o método de massa concentrada e pelo princípio de conservação de energia. O esquema de controle é de *loop* duplo, no *loop* externo é controlado o deslocamento do gancho e no *loop* interno a velocidade do motor de compensação ativa. O controlador interno PID é baseado no princípio do modelo interno e foi projetado para o sistema de controle de conversão de frequência do *loop* externo. A viabilidade do projeto foi analisada por simulação do sistema não linear e também, por pesquisa experimental, concluindo que o efeito de compensação é aceitável e o sistema é viável com uma taxa de compensação de 95% em simulações e de 90% num banco de ensaio de baixa potência.

A abordagem de controle baseada em planicidade diferencial também já foi usada para compensação de *heave*. Em [40], apresentou-se um AHC acionado por um cilindro de dupla ação, para um sistema linear de segunda ordem de massa suspensa num navio que não considerava a dinâmica da coluna de perfuração. Para estimar a perturbação externa de *heave*, um filtro de Kalman é usado como observador da perturbação. Duas simulações são realizadas, a primeira considera uma perturbação composta por duas funções harmônicas e a segunda utiliza uma perturbação de onda do mar, obtendo atenuações de 93,25% e 85,4%, respectivamente.

Um trabalho semelhante ao anterior foi proposto em [41], em que se discutiu o uso de um filtro de Kalman como observador de perturbações; porém, o controle baseado em planicidade foi substituído por um controle de *backstepping* com uma função de Nussbaum para mitigar a saturação do atuador, implementado num sistema linear de segunda ordem de massa suspensa num navio que desconsiderava a dinâmica da coluna de perfuração. Os resultados da simulação dessa abordagem tiveram atenuação aceitável de 91,4%, para um distúrbio da onda do mar.

O controle baseado em planicidade diferencial tem sido igualmente usado em sondas de perfuração. Em [42], o controle das vibrações torcionais e axiais que ocorrem ao longo de um sistema de perfuração de poços de petróleo é realizado. Uma abordagem de controle por realimentação baseada em planicidade é usada para resolver o problema de rastreamento de trajetória, garantindo a supressão das perturbações. Simulações numéricas confirmam a precisão da abordagem proposta, onde as velocidades axial e angular da seção inferior da coluna de perfuração conseguem seguir as trajetórias de referência prescritas, garantindo assim a eliminação de vibrações indesejáveis.

Um estudo em que o atuador é um cilindro de dupla ação similar ao usado neste projeto é apresentado em [43]; neste, um método construtivo para projetar um controlador não linear, para um sistema de compensação de *heave* usando um sistema eletro-hidráulico é proposto. O desenvolvimento do controle é baseado no método de *backstepping* e nos observadores de distúrbios para resultar em um sistema de controle de alto desempenho. Nos resultados da simulação, pode-se ver que o observador de perturbações, estima muito bem a perturbação suportando o fato que

os observadores de perturbações permitem calcular valores mais precisos das forças atuantes num sistema de compensação de *heave* e, portanto, projetar um controlador mais preciso.

Capítulo 3

TEORIA DE PLANICIDADE DIFERENCIAL

Os sistemas diferencialmente planos são uma classe de sistemas de controle não linear, propostos e desenvolvidos por Fliess em [44, 45] usando o formalismo da álgebra diferencial. Mais tarde, os mesmos autores desenvolveram uma abordagem em termos de transformações de Lie-Backlund e distribuições de Carlan [46].

Ao longo dos anos, seu desenvolvimento vem-se estendendo no campo do planejamento e rastreamento de trajetória em sistemas não lineares [47, 48]. Seu uso é relativamente recente no campo da automação e controle, com aplicações nas áreas de energia [49], mecânica [50], petróleo [51, 52], processos químicos [53, 54] e sistemas de compressão [55].

Nesta seção, são discutidos os conceitos da teoria de planicidade diferencial: sistemas diferencialmente planos, saídas planas, planejamento de trajetória e rastreamento de trajetória.

3.1 Sistemas diferencialmente planos

Na álgebra diferencial, um sistema é visto como um campo diferencial gerado por um conjunto de variáveis (estados e entradas). Enquanto um sistema diferencialmente plano é aquele no qual um conjunto de variáveis endógenas pode ser encontrado, chamadas de saídas planas (z , igual em número ao número de entradas), de modo que todos os estados e entradas possam ser determinados de acordo com essas saídas sem integração e suas derivadas temporais [56].

De acordo com [56], um sistema em espaço de estados da forma:

$$\dot{x} = f(x, u), \tag{3.1}$$

com $x \in \mathbb{R}^n$ é o vetor de estados, $u \in \mathbb{R}^m$ é o vetor de entradas e f sendo um campo vetorial suave, com $n > m$, é considerado diferencialmente plano se for possível encontrar um vetor de saídas

$z \in \mathbb{R}^m$ como abaixo:

$$z = \lambda_z(x, u, \dot{u}, \ddot{u}, \dots, u^{(q_i-1)}), \quad (3.2)$$

onde z representa as saídas planas do sistema, q_i é um inteiro finito e $\lambda_z : \mathbb{R}^n \times (\mathbb{R}^m)^{q_i+1} \rightarrow \mathbb{R}^m$ é uma função vetorial suave.

Portanto, parametriza-se o sistema em função das saídas planas e suas derivadas temporais para obter as expressões dos estados e da entrada, da seguinte maneira:

$$x = \lambda_x(z, \dot{z}, \ddot{z}, \dots, z^{(q_i-1)}) \quad (3.3)$$

$$u = \lambda_u(z, \dot{z}, \ddot{z}, \dots, z^{(q_i-1)}, z^{(q_i)}) \quad (3.4)$$

onde $\lambda_x : (\mathbb{R}^m)^{q_i} \times (\mathbb{R}^n)$ e $\lambda_u : (\mathbb{R}^m)^{q_i+1} \times (\mathbb{R}^m)$ são funções vetoriais suaves.

Além disso, um sistema plano, linear ou não, pode ser representado como um sistema linear controlável na forma canônica de Brunovsky para facilitar o projeto de um controlador, cujo vetor de saídas corresponde às saídas planas do sistema original [57]. A forma canônica de Brunovsky pode ser representada pelo seguinte sistema linear:

$$\nu_i = z_i^{q_i}, i = 1, \dots, m, \quad (3.5)$$

onde q_i é um inteiro com $q_i = n$ e ν_i corresponde a uma realimentação endógena a partir da parametrização diferencial em função das saídas planas.

3.2 Saídas planas

As saídas planas são um conjunto de variáveis endógenas diferencialmente independentes em número igual à dimensão do espaço de entrada, de modo que todas as variáveis do sistema (estados e entradas) possam ser expressas como funções dessas saídas [56]. Estas saídas permitem resolver problemas típicos de controle, como estabilização assintótica em direção a um ponto de equilíbrio, transição entre dois pontos estacionários, planejamento e rastreamento de trajetória e outros. Esses problemas são transferidos para o espaço das saídas planas, onde, essas saídas não estão sujeitas a nenhuma dinâmica, pelo qual, elas são teoricamente mais fáceis de resolver.

Na subseção 3.2.1, são abordados diferentes métodos baseados na matriz de controlabilidade do sistema para determinar as saídas planas para sistemas lineares, que podem ser sistemas SISO (*Single Input Single Output*) ou MIMO (*Multiple Input Multiple Output*). Neste estudo são abordados somente sistemas SISO, portanto, para mais detalhes sobre sistemas MIMO, veja em [58] e [59] e em suas respectivas referências.

Para sistemas não lineares, não há um método fechado para determinar as saídas planas, porém, para uma classe de sistemas não-lineares a planicidade diferencial pode ser demonstrada a partir do momento em que é possível parametrizar todas as variáveis de estado e de controle

do sistema em função da saída plana e suas derivadas temporais. É viável afirmar que ao obter as saídas planas o sistema é diferencialmente plano [60]. Neste caso, não é possível utilizar a equivalência entre controlabilidade e planicidade diferencial, já que só pode ser utilizado para sistemas lineares, pois, no caso não linear, têm-se sistemas que são controláveis, ainda assim não são diferencialmente planos [58].

3.2.1 Saídas planas para sistemas lineares

Os sistemas planos são uma generalização de sistemas lineares, todos os sistemas lineares controláveis são planos [60]. A partir desta equivalência, pode-se extrair que a controlabilidade de um sistema está diretamente relacionada à obtenção das saídas planas de um sistema diferencialmente plano. Agora, são expostos os métodos para obter as saídas planas dependendo do tipo de sistema linear:

- **Sistemas lineares SISO invariantes no tempo:**

Para um sistema linear SISO representado no espaço de estados como:

$$\dot{x} = A(t)x(t) + B(t)u(t), \quad (3.6)$$

com $x \in \mathbb{R}^n$, $u \in \mathbb{R}$, $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$ e $B \in \mathbb{R}^n$.

A matriz de controlabilidade C_k é obtida:

$$C_k = [B, AB, A^2B, \dots, A^{n-1}B] \quad (3.7)$$

Em seguida, calcula-se o posto de C_k , que deve ser igual a n ; quer dizer, deve ter o mesmo valor que a ordem do sistema para dizer que o sistema é controlável e, conseqüentemente, diferencialmente plano [58].

Enfim, assumindo que o sistema (3.6) é controlável, a saída plana do sistema pode ser obtida por uma combinação linear dos estados obtidos a partir da última linha de C_k^{-1} :

$$z = \alpha[0 \ 0 \ \dots \ 1]C_k^{-1}x \quad (3.8)$$

sendo α uma função não-nula do vetor de estados x , cuja finalidade consiste em simplificar a expressão da saída plana z .

- **Sistemas lineares SISO variantes no tempo:**

Seja o sistema linear variante no tempo SISO representado em espaço de estados como na equação (3.6).

$$\dot{x} = A(t)x(t) + B(t)u(t),$$

Em [59], Silverman e Meadows propõem uma extensão da matriz de controlabilidade C_k

para sistemas lineares variantes no tempo SISO:

$$C_k(t) = \left[B(t), \left(A(t) - \frac{d}{dt} \right) B(t), \dots, \left(A(t) - \frac{d}{dt} \right)^{n-1} B(t) \right] \quad (3.9)$$

O sistema é dito uniformemente controlável se a matriz $C_k(t)$ apresenta posto igual a n ao longo de um intervalo finito de tempo $[t_0, t_f]$, condição suficiente para existência da saída plana.

Como para o caso invariante no tempo, a saída plana é dada por uma combinação linear dos estados obtidos, a partir da última linha de C_k^{-1} , como na equação (3.8).

$$z = \alpha [0 \ 0 \ \dots \ 1] C_k^{-1} x$$

3.3 Planejamento de trajetória

Para facilitar a tarefa de controle, o controlador deve ser alimentado com as trajetórias nominais do sistema, mesmo que o problema original não seja declarado em termos de planejamento. Por exemplo, se é desejado estabilizar o sistema num ponto de referência, executar diretamente a lei de controle sem primeiro planejar uma trajetória de referência gera um esforço de controle muito grande ao iniciar desde um ponto inicial distante, ação que pode ser corrigida planejando a trajetória a seguir.

O papel do planejamento de trajetória é definir uma trajetória específica que o controlador acompanhará, satisfazendo algumas restrições dos estados ou do controle.

Seja um sistema não linear $\dot{x} = f(x, u)$, com suas condições iniciais dadas no instante t_i e suas condições finais no instante t_f :

$$x(t_i) = x_i, \quad u(t_i) = u_i \quad (3.10)$$

$$x(t_f) = x_f, \quad u(t_f) = u_f \quad (3.11)$$

O problema de planejamento de movimento consiste em encontrar uma trajetória $t \mapsto (x(t), u(t))$ para $t \in [t_i, t_f]$ que satisfaz $\dot{x} = f(x, u)$ e as condições iniciais (3.10) e finais (3.11).

Neste caso, se as condições iniciais e finais de x e u são dadas, é possível determinar as respectivas condições para as saídas planas z e suas derivadas temporais, permitindo obter uma trajetória $t \mapsto (z(t))$. Utilizar a trajetória $t \mapsto (z(t))$ tem a vantagem de não precisar satisfazer quaisquer equações diferenciais, pelo qual interpolações polinomiais podem ser utilizadas para facilitar a sua construção com base nas condições iniciais e finais de z [56]. Assim, de forma indireta a partir da parametrização diferencial devido à propriedade plana do sistema partindo da trajetória $t \mapsto (z(t))$ é possível obter as trajetórias $t \mapsto (x(t), u(t))$.

3.4 Rastreamento de trajetória

Um dos problemas centrais da teoria do controle é o rastreamento de trajetórias, dado $\dot{x} = f(x, u)$ queremos projetar um controlador capaz de rastrear qualquer trajetória de referência $t \mapsto (x_{ref}(t), u_{ref}(t))$, com x_{ref}, u_{ref} sendo as condições de referência. Se o sistema admite o uso de saídas planas z e o vetor de estados x é medido sempre, o projeto de um controlador em malha fechada a partir do sistema linear equivalente na forma canônica de Brunovsky é possível [56].

Partindo de um sistema na forma $\dot{x} = f(x, u)$, do qual temos a saída plana z e suas derivadas temporais, e suas trajetórias desejadas $x^*(t), u^*(t)$ obtidas de $z^*(t)$, pode ser projetado um controlador em malha fechada:

1. Se o sistema é submetido a distúrbios não modelados, o desvio entre a trajetória medida e sua referência é dado pelo erro de rastreamento de trajetória e_i associado à saída plana z_i , descrito como:

$$e_i^{(q_i)} = z_i^{(q_i)} - z_i^{*(q_i)} \quad (3.12)$$

com $i = 1, \dots, m$ e derivando e_i até o q_i -ordem.

2. Observa-se que esse erro, com suas primeiras $(n - 1)$ derivadas, pode ser calculado a cada momento a partir dos estados medidos de x . Como o objetivo é garantir a convergência para 0 do erro e_i e suas sucessivas $(n - 1)$ derivadas, a dinâmica do erro é definida da seguinte forma:

$$e_i^{(q_i)} + k_{i,(q_i-1)}e_i^{(q_i-1)} + \dots + k_{i,1}e_i^{(1)} + k_{i,0}e_i^{(0)} = 0, \quad (3.13)$$

onde os ganhos $k_{(i,l)}, l = 0, \dots, (q_i - 1)$, são escolhidos de modo a obter um polinômio de Hurwitz [56] da forma:

$$s^{(q_i)} + \sum_{l=0}^{q_i-1} k_{(i,l)}s^{(l)} = 0 \quad (3.14)$$

3. Lembrando que a forma canônica de Brunovsky é dada por (3.5), pode-se escrever:

$$\nu_i = z_i^{*(q_i)} - \sum_{l=0}^{q_i-1} k_{(i,l)}e_i^{(l)}, \quad i = 1, \dots, m \quad (3.15)$$

4. Finalmente, ao substituir o termo $z_i^{(q_i)}$ por ν_i na parametrização diferencial de u (3.4), obtêm-se as expressões finais das leis de controle para o sistema em estudo.

$$u_i = \beta_{(i,0)}z_i + \beta_{(i,1)}\dot{z}_i + \dots + \beta_{(i,(q_i-1))}z_i^{(q_i-1)} + \beta_{(i,q_i)}\nu_i, \quad (3.16)$$

onde $\beta_{(i,l)}, l = 0, \dots, q_i$ são funções que contêm os diferentes termos associados a cada saída plana.

Aplicando as leis de controle é possível convergir as componentes do erro e_i para 0, portanto, as saídas planas z também convergem para as suas respectivas trajetórias nominais z^* .

Resultando, em que $x(t)$ e $u(t)$ devem convergir para suas trajetórias de referencia $x^*(t)$ e $u^*(t)$ devido à parametrização diferencial.

Por último, as diferentes etapas que compõem a lei de controle baseada em planicidade diferencial são vistas graficamente na Figura 3.1.

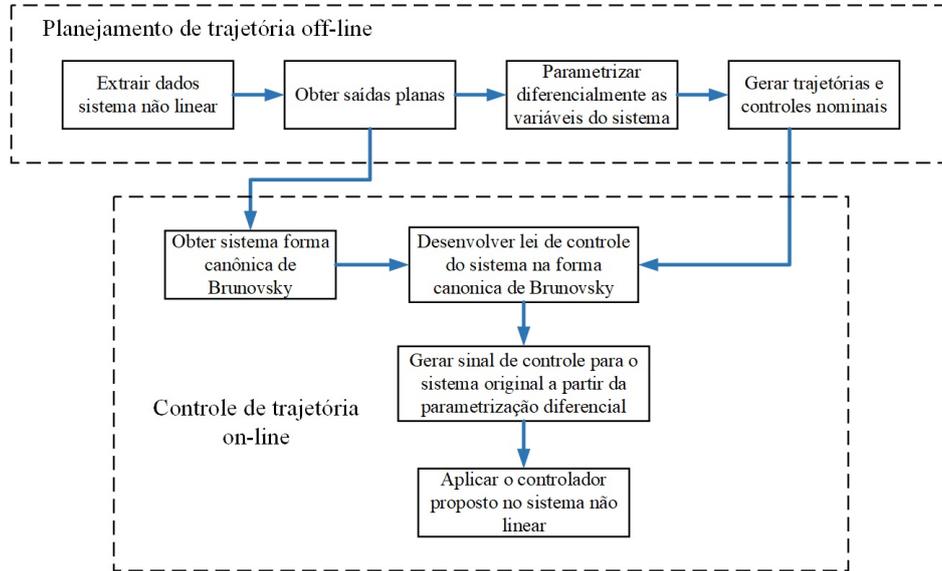


Figura 3.1: Estrutura lei de controle baseada em planicidade diferencial.

Capítulo 4

MODELAGEM

Neste capítulo, analisa-se a modelagem matemática do sistema de perfuração *offshore*, representado como um modelo de massa concentrada da coluna de perfuração e um modelo não linear do compensador de *heave*. A partir disso, quatro modelos são obtidos: um modelo de validação, um modelo linear, um modelo reduzido não linear e um modelo reduzido linear.

Na seção 4.1, o modelo de validação é descrito e criado a partir da literatura relacionada, permitindo ratificar o desempenho dos controladores desenvolvidos em um modelo mais complexo. Depois, na seção 4.2 um modelo linear é obtido com base no modelo da seção 4.1 e através de estratégias de linearização, o qual permitirá corroborar a viabilidade dos modelos reduzidos. A seguir, o modelo reduzido não linear na seção 4.3 é apresentado, onde diferentes hipóteses e simplificações são levadas em consideração para reduzir a ordem do sistema, diminuindo a complexidade do modelo passando de um modelo de décima primeira ordem para um de quarta ordem e facilitando a implementação de um controlador não linear. Finalmente, na seção 4.4 é obtido um modelo reduzido linear, fundamentado nas linearizações e simplificações feitas nos modelos das seções 4.2 e 4.3, com o objetivo de ser utilizado para projetar um controlador linear. As reduções e linearizações feitas aos modelos anteriores devem ser validadas, para isso, na seção 4.5 é exposta a resposta em frequência que permitirá comparar o modelo linear e o modelo reduzido linear. Os quatro modelos matemáticos utilizados são resumidos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Características dos modelos.

Modelo	Reduzido	Linear	Ordem	Objetivo
Modelo de validação	Não	Não	11	Testar controladores
Modelo linear	Não	Sim	11	Corroborar modelo reduzido linear
Modelo reduzido não linear	Sim	Não	4	Projetar controlador <i>flatness</i> não linear
Modelo reduzido linear	Sim	Sim	4	Projetar controlador <i>flatness</i> linear

4.1 MODELO DE VALIDAÇÃO DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO OFFSHORE

O esquema gráfico dos elementos que compõem o modelo de validação é mostrado na Figura 4.1, no lado esquerdo da gráfica apresentam-se os elementos do sistema de perfuração e no lado direito o seu equivalente para o modelo de massa concentrada proposto, o qual está focado no comportamento vertical começando no navio e chegando até a formação. Diante do exposto, os estados que compõem o sistema de perfuração *offshore* são apresentados na Tabela 4.2.

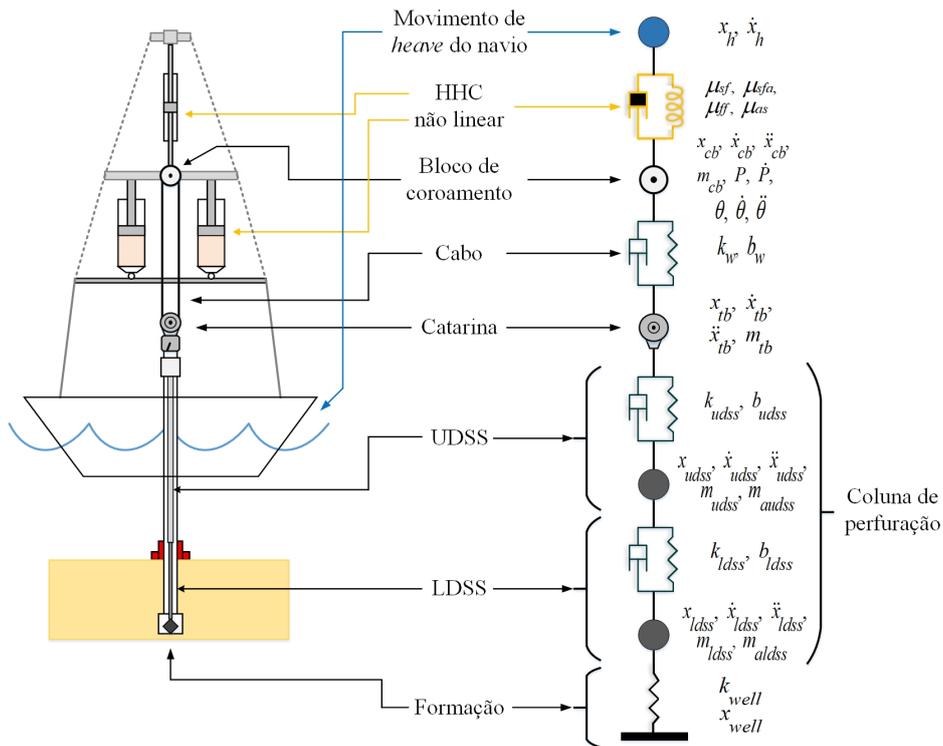


Figura 4.1: Sistema de perfuração e diagrama do modelo de validação.

No diagrama do modelo de validação, na parte superior encontra-se o navio, onde o movimento de *heave* é considerado a perturbação de entrada do sistema. A plataforma é conectada ao bloco de coroamento através do HHC, onde os cilindros são modelados como uma mola e um amortecedor não lineares e o bloco de coroamento é considerado uma massa. O cabo de aço é representado a partir da lei de Hooke como uma mola e um amortecedor e permite a conexão do bloco de coroamento e a catarina. A catarina, o gancho, o *swivel* e o *top drive* são considerados uma única massa que se move em conjunto, esta massa é conectada em sua extremidade inferior ao tubo de perfuração, que é segmentado em dois elementos de comprimento constante (seção superior e seção inferior). As duas seções da coluna de perfuração são modeladas independentemente como um sistema de massa-mola-amortecedor. Finalmente, na parte inferior da coluna está a broca que entra em contato com a formação simbolizada como uma mola.

Tabela 4.2: Estados do sistema de perfuração *offshore*.

Estado	Simbolo	Estado	Simbolo
Deslocamento do navio	x_h	Aceleração da seção superior da coluna	\ddot{x}_{udss}
Velocidade do navio	\dot{x}_h	Posição da seção inferior da coluna	x_{ldss}
Posição do bloco de coroamento	x_{cb}	Velocidade da seção inferior da coluna	\dot{x}_{ldss}
Velocidade do bloco de coroamento	\dot{x}_{cb}	Aceleração da seção inferior da coluna	\ddot{x}_{ldss}
Aceleração do bloco de coroamento	\ddot{x}_{cb}	Ângulo da placa de deslizamento da bomba	θ
Posição da catarina	x_{tb}	Velocidade angular da placa	$\dot{\theta}$
Velocidade da catarina	\dot{x}_{tb}	Aceleração angular da placa	$\ddot{\theta}$
Aceleração da catarina	\ddot{x}_{tb}	Pressão diferencial no cilindro ativo	P
Posição da seção superior da coluna	x_{udss}	Primeira derivada da pressão diferencial	\dot{P}
Velocidade da seção superior da coluna	\dot{x}_{udss}		

4.1.1 Forças no bloco de coroamento

O ponto de interesse de aplicação das diferentes forças no sistema é o bloco de coroamento, seu modo de operação foi definido na subseção 2.1.1 e suas forças estão resumidas na seguinte equação:

$$\ddot{x}_{cb} = (F_{phc} + F_{ahc} + F_{wire} - m_{cb}g) / m_{cb}, \quad (4.1)$$

onde F_{phc} é a força do PHC, F_{ahc} é a força do AHC, F_{wire} é a força do cabo, m_{cb} é a massa do bloco de coroamento e g é a gravidade.

4.1.2 Forças no PHC

O funcionamento básico do PHC foi explicado na subseção 2.2.1, podem ser vistas a seguir as três principais forças não lineares desenvolvidas no PHC: a força de reconstituição do gás F_{as} , a força do atrito seco do cilindro F_{sf} e a força da fricção viscosa do gás F_{ff} .

$$F_{phc} = (F_{as} + F_{sf} + F_{ff}) \quad (4.2)$$

- **Força de reconstituição do gás:** os dois cilindros do PHC suportam a carga pela pressão do ar que atua nos pistões, a carga é representada pelo peso da coluna de perfuração. Se a carga for aumentada, o desequilíbrio força os pistões para baixo, reduzindo o volume total do gás, o que aumenta a pressão do gás até que o aumento da pressão equilibre a carga. Assim, o PHC atua como uma mola de ar de baixa rigidez, onde a rigidez da mola é determinada pelo volume e pressão nominal de gás, enquanto a força desenvolvida é dada em relação à mudança de volume devido à alteração no curso do compensador.

Considere o compensador trabalhando em regime médio, pelo qual, o volume médio V_0 do

sistema PHC é composto pelo volume médio do cilindro V_1 , o volume dos acumuladores V_2 dos N_1 acumuladores de pressão de ar e o volume do tubo de conexão V_3 , expresso como:

$$V_0 = V_1 + V_2 N_1 + V_3 \quad (4.3)$$

Em regime médio o volume médio de gás dos cilindros compensadores é metade do volume total dos dois cilindros, ou seja, o mesmo que o volume de um único cilindro que é:

$$V_1 = \pi \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 L_1, \quad (4.4)$$

onde V_1 , D_1 e L_1 são respectivamente o volume, o diâmetro e o comprimento do cilindro compensador.

Por outro lado, a mudança no volume do sistema PHC (Δ_V) está diretamente relacionada à mudança na posição do navio e do bloco de coroamento, que por sua parte, também gera uma variação na pressão. A relação entre a variação de movimento do navio e a alteração do volume é:

$$\Delta_V = A_1(x_h - x_{cb}), \quad (4.5)$$

onde A_1 é a área do cilindro do PHC.

Usando as equações (4.3 - 4.5), a mudança na pressão do sistema em relação à pressão média é:

$$p_1 = p_0 \left[\frac{A_1}{1 + \frac{A_1}{V_0}(x_h - x_{cb})} \right]^k, \quad (4.6)$$

onde p_1 é a pressão do sistema atuando no PHC, p_0 é a pressão média do sistema PHC e k é a constante politrópica do gás.

Re-equacionando (4.6), obtemos a força de reconstituição do gás.

$$F_{as} = p_0 A_1 \left[1 - \frac{A_1}{V_0}(x_{cb} - x_h) \right]^{-k} \quad (4.7)$$

- **Força do atrito seco do cilindro:** é o atrito que atua no cilindro devido principalmente às vedações. Em cada cilindro, dois conjuntos de vedações e anéis deslizantes estão presentes, atuando na haste e no pistão do cilindro como ilustrado na Figura 4.2.

A vedação atuando na haste do cilindro geralmente tem uma pressão nominal, ela está situada na cabeça do cilindro e veda contra a haste, evitando o vazamento de fluido de dentro do cilindro para o meio externo. Em relação à vedação do pistão, a pressão do ar do sistema atua em toda a área do pistão do cilindro e atua para pressurizar a vedação do pistão. Isso significa que a aderência da vedação aumentará à medida que a pressão do ar aumentar; no entanto, a baixa pressão, a vedação ainda deve agarrar o suficiente para impedir que o óleo vaze para o lado do ar, ao qual, a aderência da vedação dá origem ao típico atrito estático exibido pela maioria das vedações.

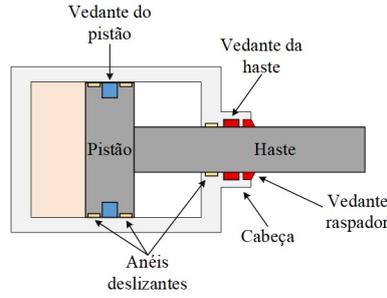


Figura 4.2: Vedações dentro de um cilindro hidráulico.

Os dois anéis deslizantes também causam atrito de Coulomb ou cinético, mas esse atrito é normalmente muito pequeno em comparação com o atrito das vedações, à medida que o pistão e a haste se movem verticalmente apresentam cargas laterais muito leves, permitindo desconsiderar esse atrito.

A formulação do atrito utiliza a função tangente hiperbólica, permitindo resolver os problemas de descontinuidade associados ao atrito de modelagem, transformando-o em uma constante com mudanças de sinal. Possibilitando uma transição contínua da força do atrito de uma direção para outra em um intervalo muito curto [15]. A seguir temos a equação da força do atrito seco do cilindro:

$$F_{sf} = -\mu_{sf} \tanh(h(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)), \quad (4.8)$$

onde h é um parâmetro de escala para determinar a velocidade de mudança do atrito de uma direção para outra e μ_{sf} é o coeficiente de atrito seco, pode ser uma constante ou uma função de pressão, ou velocidade.

- **Força de fricção viscosa do gás:** o fluxo do óleo de alta pressão entre os cilindros do compensador e os acumuladores é altamente turbulento, resultando em quedas de pressão [11], provocando uma força de fricção viscosa que é uma forma de atrito relacionado à velocidade. A força de fricção viscosa do gás é definida pela expressão:

$$F_{ff} = -\mu_{ff} \operatorname{sign}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)^2, \quad (4.9)$$

onde μ_{ff} é o coeficiente de atrito viscoso devido ao gás na tubulação.

Finalmente, as forças não lineares desenvolvidas no PHC são expostas:

$$F_{phc} = p_0 A_1 \left[1 - \frac{A_1}{V_0} (x_{cb} - x_h) \right]^{-k} - \mu_{sf} \tanh(h(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)) - \mu_{ff} \operatorname{sign}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)^2 \quad (4.10)$$

4.1.3 Forças no AHC

A ação do AHC foi exposta na subseção 2.2.1 e suas forças são expressas como em [15] da seguinte forma:

$$F_{ahc} = n_{acyl}(A_{ahc}P - F_{asf}), \quad (4.11)$$

onde n_{acyl} é o número de cilindros ativos, A_{ahc} é a área do pistão do cilindro ativo, P é a pressão diferencial entre os dois lados das câmaras do cilindro ativo e F_{asf} é a força não linear do atrito seco do cilindro ativo que tem a mesma formulação que seu semelhante no caso passivo.

$$F_{asf} = \mu_{asf} \tanh(h(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)), \quad (4.12)$$

onde μ_{asf} é o coeficiente de atrito cinético devido às vedações que atuam no AHC.

A pressão gerada no cilindro do sistema ativo é controlada por uma bomba de deslocamento variável de pistões exposta na seção 2.2, que por sua vez é controlada por um sinal eletrônico produzido pelo sistema de controle em resposta ao distúrbio. A equação para a pressão do sistema ativo é dada como:

$$\dot{P} = \frac{k_1}{V_{ahc}} [-A_{ahc}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) - c_l P + V_{pump} \sin(\theta)], \quad (4.13)$$

onde k_1 é o módulo volumétrico do fluido hidráulico, V_{ahc} é o volume do cilindro ativo, c_l é o coeficiente de vazamento linear de fluido (em inglês *linear fluid leakage coefficient*) e V_{pump} é a vazão constante da bomba.

O ângulo da placa de deslizamento (*swashplate*) pode ser descrito por uma função de transferência de segunda ordem com base nas características de resposta da bomba:

$$\ddot{\theta} = (\varepsilon - a\theta - b\dot{\theta})/c, \quad (4.14)$$

onde a , b e c dependem da curva de resposta da bomba e ε é o sinal de entrada para a bomba.

4.1.4 Forças no cabo de aço

As forças do cabo especificadas na subseção 2.1.2, conforme expressas em [11], são as seguintes:

$$F_{wire} = k_w(x_{tb} - x_{cb}) + b_w(\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{cb}), \quad (4.15)$$

onde k_w é a rigidez do cabo e b_w é coeficiente de amortecimento do cabo.

4.1.5 Forças na catarina

O funcionamento da catarina foi descrito em 2.1.3 e sua equação dinâmica é dada por:

$$\ddot{x}_{tb} = [k_w(x_{cb} - x_{tb}) - k_{udss}(x_{tb} - x_{udss}) + b_w(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{tb}) - b_{udss}(\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{udss}) - m_{tb}g]/m_{tb}, \quad (4.16)$$

onde k_{uds} e b_{uds} são a rigidez e o amortecimento do UDSS, respectivamente, e m_{tb} é a massa da catarina.

4.1.6 Forças na coluna de perfuração

A coluna de perfuração é descrita, em geral na subseção 2.1.4, está composta de tubos de perfuração com comprimento, diâmetro e espessura de parede variados, que compõem o peso da coluna e que permitem representá-la como um sistema massa-mola-amortecedor, dividido em seções para separar os diferentes regimes de atrito.

A rigidez para cada seção da coluna é representada como:

$$k_{ids} = 2\pi E \frac{D_i^2 - (D_i - 2th_i)^2}{4L_i}, \quad (4.17)$$

onde k_{ids} é a rigidez para o i -ésimo termo da coluna, E é módulo de elasticidade da coluna, D_i é o seu diâmetro, th_i é a sua espessura, e L_i é o seu comprimento.

O coeficiente de amortecimento de cada seção da coluna é definido como:

$$b_{ids} = 2\zeta \sqrt{k_i(m_i + m_{ai})}, \quad (4.18)$$

onde b_{ids} é o amortecimento para o i -ésimo termo, m_i é a massa da i -ésima seção, m_{ai} é a massa do fluido de perfuração dentro da coluna e ζ é a relação do amortecimento entre m_i e m_{ai} .

A massa do fluido de perfuração m_{ai} é calculada como:

$$m_{ai} = \rho_3 L_i \pi \left(\frac{D_i}{2} - th_i \right)^2, \quad (4.19)$$

onde ρ_3 é a densidade do fluido de perfuração.

Como indicado acima, a coluna está submersa num fluido de perfuração que tem um fator de flutuabilidade B_1 que modifica o peso do tubo de perfuração, como mostrado abaixo:

$$B_1 = \frac{p_2 - p_3}{p_2}, \quad (4.20)$$

onde p_2 é a densidade do tubo de perfuração.

A coluna de perfuração é dividida em duas seções que complementam o modelo do sistema: a seção superior da coluna de perfuração (UDSS, do inglês *Upper Drill String Section*) e a seção inferior da coluna de perfuração (LDSS, do inglês *Lower Drill String Section*).

A **seção superior da coluna de perfuração** tem as seguintes forças: para cima é puxada pela catarina e para baixo pela gravidade modificada pela flutuabilidade e pela seção inferior da coluna de perfuração, também está sujeito ao amortecimento atuando entre o tubo de perfuração e a lateral do poço, esse amortecimento reduzirá efetivamente qualquer movimento de elevação

residual. O acima é apresentado na seguinte equação:

$$\ddot{x}_{udss} = [k_{udss}(x_{tb} - x_{udss}) - k_{ldss}(x_{udss} - x_{ldss}) + b_{udss}(\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{udss}) - b_{ldss}(\dot{x}_{udss} - \dot{x}_{ldss}) - B_1 m_{udss} g] / (m_{udss} + m_{audss}), \quad (4.21)$$

onde k_{ldss} e b_{ldss} são a rigidez e o amortecimento do LDSS, respectivamente, m_{udss} é a massa do UDSS e m_{audss} é a massa adicionada no UDSS.

A **seção inferior da coluna de perfuração** tem as seguintes forças: para cima é puxada pela seção superior da coluna de perfuração e para baixo pela gravidade modificada pela flutuabilidade e parcialmente suportada pelo fundo do poço, também está sujeito ao amortecimento atuando nesta seção da tubulação.

$$\ddot{x}_{ldss} = [k_{ldss}(x_{udss} - x_{ldss}) - k_{well}(x_{ldss} - x_{well}) + b_{ldss}(\dot{x}_{udss} - \dot{x}_{ldss}) - B_1 m_{ldss} g] / (m_{ldss} + m_{aldss}), \quad (4.22)$$

onde k_{well} é a rigidez da formação, x_{well} é a posição do fundo do poço, m_{ldss} é a massa do LDSS e m_{aldss} é a massa adicionada no LDSS.

Associando o conjunto de equações que compõem o modelo de validação, é obtido um modelo de massa concentrada de décima primeira ordem para o sistema de perfuração *offshore*.

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_{cb} = (F_{phc} + F_{ahc} + F_{wire} - m_{cb}g) / m_{cb} \\ \ddot{x}_{tb} = [k_w(x_{cb} - x_{tb}) - k_{udss}(x_{tb} - x_{udss}) + b_w(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{tb}) - b_{udss}(\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{udss}) - m_{tb}g] / m_{tb} \\ \ddot{x}_{udss} = [k_{udss}(x_{tb} - x_{udss}) - k_{ldss}(x_{udss} - x_{ldss}) + b_{udss}(\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{udss}) - b_{ldss}(\dot{x}_{udss} - \dot{x}_{ldss}) - B_1 m_{udss} g] / (m_{udss} + m_{audss}) \\ \ddot{x}_{ldss} = [k_{ldss}(x_{udss} - x_{ldss}) - k_{well}(x_{ldss} - x_{well}) + b_{ldss}(\dot{x}_{udss} - \dot{x}_{ldss}) - B_1 m_{ldss} g] / (m_{ldss} + m_{aldss}) \\ \dot{P} = \frac{k_1}{V_{ahc}} [-A_{ahc}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) - c_l P + V_{pump} \sin(\theta)] \\ \ddot{\theta} = (\varepsilon - a\theta - b\dot{\theta}) / c \end{array} \right. \quad (4.23)$$

Lembrando que as forças que atuam no bloco de coroamento (F_{phc} , F_{ahc} e F_{wire}) são descritas em (4.10), (4.11) e (4.15), respectivamente, para conseguir enxergar o conjunto de equações completo, as equações serão apresentadas novamente abaixo:

$$F_{phc} = p_0 A_1 \left[1 - \frac{A_1}{V_0} (x_{cb} - x_h) \right]^{-k} - \mu_{sf} \tanh(h(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)) - \mu_{ff} \text{sign}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) (\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)^2$$

$$F_{ahc} = n_{acyl} (A_{ahc} P - \mu_{asf} \tanh(h(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)))$$

$$F_{wire} = k_w (x_{tb} - x_{cb}) + b_w (\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{cb})$$

Todas as equações deste modelo foram tomadas e adaptadas de [11], exceto as equações (4.8), (4.11-4.14) obtidas de [15] e a equação (4.18) de [36].

4.2 MODELO LINEAR DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO

Este modelo se baseia no mesmo sistema de 11° ordem descrito na equação (4.23), porém os termos não lineares nas equações (4.7), (4.8), (4.9), (4.12) e (4.13) relacionados ao PHC e ao AHC são linearizados, conforme ilustrado na Figura 4.3. O objetivo deste modelo é permitir a comparação do modelo de 11° ordem (modelo linear) com o modelo de 4° ordem (modelo reduzido linear) através da resposta em frequência a fim de identificar sob quais condições as reduções desse modelo (4° ordem) permitem obter uma boa aproximação do modelo de validação (11° ordem).

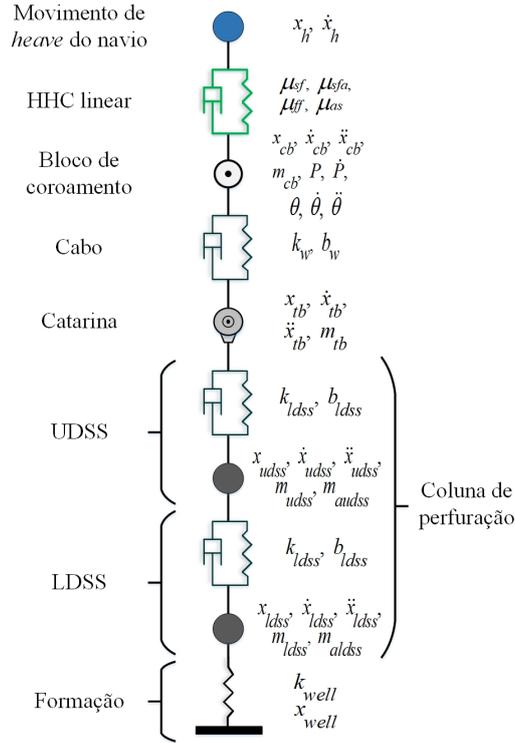


Figura 4.3: Diagrama do modelo linear.

4.2.1 Linearização das forças do PHC

- A **força de reconstituição do gás** é descrita na equação (4.7) pode ser linearizada aplicando a expansão em série de Taylor no ponto $(x_{cb} - x_h) = 0$, assumindo que a constante politrópica (k) tem o valor de 1 e que a variação do volume de gás é muito menor que o volume total do acumulador [61], [62] e [63], portanto, é obtida a seguinte linearização:

$$p_0 A_1 \left[1 - \frac{A_1}{V_0} (x_{cb} - x_h) \right]^{-k} = k_{as} (x_{cb} - x_h) \quad (4.24)$$

O parâmetro k_{as} é a rigidez linear do acumulador de gás.

$$k_{as} = k A_1^2 \frac{p_0}{V_0} \quad (4.25)$$

A Figura 4.4 mostra a resposta da força de reconstituição do gás para o caso não linear e linear. Aplicando apenas um distúrbio de entrada senoidal usado normalmente na literatura, de 1.2 m de amplitude dupla num período de 10 segundos [32], o que permite identificar o desempenho do processo de linearização.

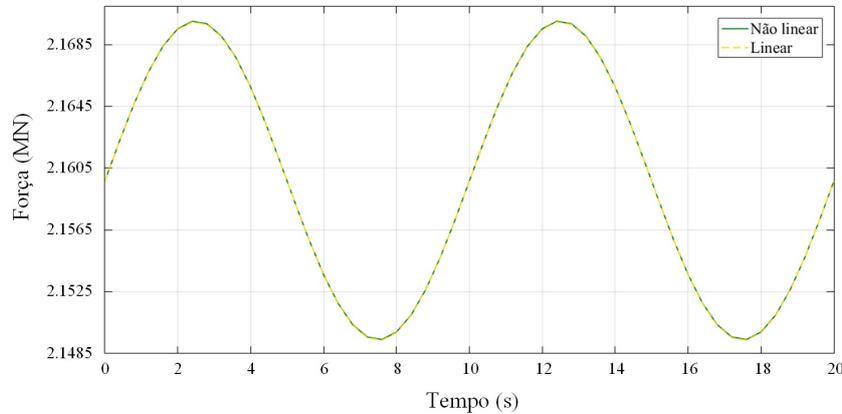


Figura 4.4: Força de reconstituição do gás, linear e não linear.

Graficamente, pode-se ver que as duas forças têm uma resposta similar, com uma brecha mínima de erro, o que é corroborado usando as métricas do Erro Absoluto Médio (MAE) e o Erro Absoluto Médio Ponderado (MAPE) expostas em [64], que permitem avaliar o desempenho em unidades de medida e porcentual.

$$MAE = \frac{\sum_{k=1}^n [y(k) - y^*(k)]}{n}, \quad (4.26)$$

$$MAPE = \frac{\sum_{k=1}^n [y(k) - y^*(k)]/y(k)}{n} * 100 \text{ se } y(k) \neq 0, \quad (4.27)$$

onde $y(k)$ são os dados observados, $y^*(k)$ são os dados preditos e n são o número de observações.

Foi obtendo um valor do MAE de 21,163 N e do MAPE de 0,0001 %. Esses valores significam evidentemente que o erro é mínimo e que a linearização tem um alto grau de precisão.

- **A força do atrito seco do cilindro**, estabelecida na equação (4.8), está presente nos dois compensadores (AHC e PHC), diferindo no valor da força de atrito cinético devido aos selos (F_{asf} e F_{sf}). Essa força atua como uma onda quadrada em relação a uma onda de *heave* com comportamento senoidal e pode ser representada como uma soma de ondas senoidais usando expansões de Fourier [65].

$$f(x) = \frac{4}{\pi} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{n} \sin(nwt) \quad (4.28)$$

Neste caso, o primeiro harmônico tem a mesma frequência do sinal senoidal de entrada (\dot{x}_h) e tem uma magnitude relativamente similar. Os outros harmônicos têm uma frequência nw

diferente, e sua amplitude diminui, à medida, que o parâmetro n aumenta, portanto, para facilitar a implementação, apenas o primeiro harmônico que permite obter um amortecimento viscoso equivalente será levado em consideração [63].

A velocidade do navio \dot{x}_h tem um comportamento senoidal que pode ser normalizado em torno do ponto $(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)$, do que foi evidenciado anteriormente e a partir da equação (4.28), uma expressão linear do atrito viscoso é encontrada:

$$\mu_{sf} \tanh(h(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)) = b_{sf}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) \quad (4.29)$$

Como exibido em [63] e [65], o melhor valor do amortecimento b_{sf} para conseguir uma força de amplitude máxima de $\mu_{sf}(4/\pi)$ é à máxima amplitude da diferença da velocidade de entrada e saída $\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)$, visto como uma constante. A partir do qual, o amortecimento linear do atrito seco b_{sf} é o seguinte:

$$b_{sf} = \frac{4}{\pi} \frac{\mu_{sf}}{\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{hope})} \quad (4.30)$$

O amortecimento linear b_{sf} tem uma dependência do valor da velocidade relativa $\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)$, a qual é variável no tempo e sempre vai inserir uma porcentagem de erro.

No final, são apresentados os resultados para as métricas de acurácia da estimação, é visível na Figura 4.5 como a força linear tem um erro médio-alto, uma vez que a representação passa de uma onda quadrada para uma onda senoidal, com um MAPE de 34,156 % e um MAE de 7,309 kN.

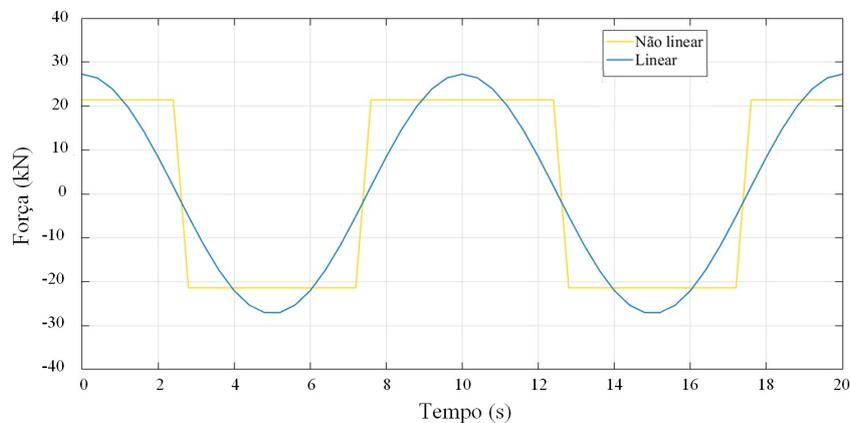


Figura 4.5: Força do atrito seco do cilindro, linear e não linear.

- A **força da fricção viscosa do gás** da equação (4.9), tem uma expressão quadrática que pode ser linearizada por meio de expansões em séries de Taylor para um ponto ideal de $(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)$ [63] e [65].

$$\mu_{ff} \text{sign}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)^2 = b_{ff}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) \quad (4.31)$$

O ponto de linearização é selecionado a partir da máxima amplitude da diferença da velocidade de entrada e saída $\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)$, da mesma forma que foi feito para o atrito seco do cilindro no caso anterior. Do acima mencionado, o coeficiente linear de fricção viscosa do gás b_{ff} é escolhido como:

$$b_{ff} = \mu_{ff} \max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) \quad (4.32)$$

Nesse caso, é apresentada uma condição específica, a força linear obtida têm uma forma muito semelhante da não linear e pode ser corroborado graficamente pela observação na Figura 4.6. Porém, a força possui valores de magnitude pequenos com um erro grande, o MAE possui um valor de 20,6 N e o MAPE um valor de 18,75 %, os erros tem valores baixos em relação à magnitude do erro dos outros atritos.

Esta hipótese não garante a robustez da linearização, dado que depende da amplitude das variações da velocidade do navio, no entanto, isso não afeta muito a resposta do sistema, uma vez que a magnitude dessa força é pequena em comparação com as outras forças desenvolvidas pelo compensador.

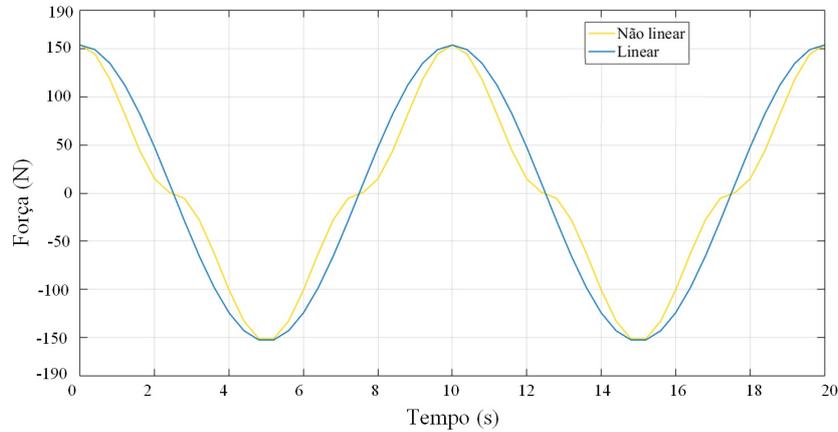


Figura 4.6: Força da fricção viscosa do gás, linear e não linear.

Afinal, o somatório das três forças lineares do PHC é exposto a continuação:

$$F_{phc_{lin}} = kA_1^2 \frac{p_0}{V_0} (x_{cb} - x_h) - \frac{4}{\pi} \frac{\mu_{sf}}{\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)} (\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) - \mu_{ff} \max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) (\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) \quad (4.33)$$

4.2.2 Linearização das forças do AHC

- A não linearidade do termo $\sin(\theta)$ da equação (4.13) é abordada usando a aproximação para ângulos pequenos mediante as séries de Taylor em torno de $\theta = 0$, que chega a um erro de 1% em cerca de 14° [66]. Essa linearização pode ser vista fisicamente como a variação do ângulo θ da placa de deslizamento da bomba que normalmente tem um valor pequeno, que oscila entre 0° e 19° , e para o qual pode ser considerado:

$$\theta \approx 0 \quad \rightarrow \quad \sin(\theta) \simeq \theta \quad (4.34)$$

Assim, a equação de pressão do cilindro ativo é agora:

$$\dot{P} = \frac{k_1}{V_{ahc}} [-A_{ahc}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) - c_l P + V_{pump}\theta] \quad (4.35)$$

- A **força do atrito seco do cilindro** expressa na equação (4.12), presente no AHC foi linearizada da mesma forma que no PHC, conforme apresentado na seção 4.2.1.

$$F_{asf} = \mu_{asf} \tanh(h(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)) = \frac{4}{\pi} \frac{\mu_{asf}}{\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)} (\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) \quad (4.36)$$

Permitindo obter a força linear que atua no AHC:

$$F_{ahc_{lin}} = n_{acyl} \left(A_{ahc} P - \frac{4}{\pi} \frac{\mu_{asf}}{\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)} (\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) \right) \quad (4.37)$$

A partir dessas linearizações, o modelo linear é obtido e representado pelo conjunto de equações apresentado abaixo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_{cb} = (F_{phc_{lin}} + F_{ahc_{lin}} + F_{wire} - m_{cb}g) / m_{cb} \\ \ddot{x}_{tb} = [k_w(x_{cb} - x_{tb}) - k_{udss}(x_{tb} - x_{udss}) + b_w(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{tb}) - b_{udss}(\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{udss}) - m_{tb}g] / m_{tb} \\ \ddot{x}_{udss} = [k_{udss}(x_{tb} - x_{udss}) - k_{ldss}(x_{udss} - x_{ldss}) + b_{udss}(\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{udss}) - b_{ldss}(\dot{x}_{udss} - \dot{x}_{ldss}) \\ \quad - B_1 m_{udss}g] / (m_{udss} + m_{audss}) \\ \ddot{x}_{ldss} = [k_{ldss}(x_{udss} - x_{ldss}) - k_{well}(x_{ldss} - x_{well}) + b_{ldss}(\dot{x}_{udss} - \dot{x}_{ldss}) \\ \quad - B_1 m_{ldss}g] / (m_{ldss} + m_{aldss}) \\ \dot{P} = \frac{k_1}{V_{ahc}} [-A_{ahc}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) - c_l P + V_{pump}\theta] \\ \ddot{\theta} = (\varepsilon - a\theta - b\dot{\theta}) / c \end{array} \right. \quad (4.38)$$

As forças que atuam no bloco de coroamento no modelo linear ($F_{phc_{lin}}$, $F_{ahc_{lin}}$ e F_{wire}) são descritas em 4.33 e 4.37 e 4.15 respectivamente, por praticidade, são apresentadas novamente:

$$\begin{aligned} F_{phc_{lin}} &= kA_1^2 \frac{p_0}{V_0} (x_{cb} - x_h) - \frac{4}{\pi} \frac{\mu_{sf}}{\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)} (\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) - \mu_{ff} \max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) (\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) \\ F_{ahc_{lin}} &= n_{acyl} \left(A_{ahc} P - \frac{4}{\pi} \frac{\mu_{asf}}{\max(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h)} (\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) \right) \\ F_{wire} &= k_w(x_{tb} - x_{cb}) + b_w(\dot{x}_{tb} - \dot{x}_{cb}) \end{aligned}$$

4.3 MODELO REDUZIDO NÃO LINEAR DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO

Nesta seção, deseja-se obter um modelo reduzido não linear de 4° ordem, para isso as forças desenvolvidas no compensador continuaram com seus termos não lineares como em (4.23) no

entanto, para reduzir a ordem do sistema, diferentes hipóteses e simplificações são aplicadas para reduzir a ordem da parte ativa do compensador e agrupar os elementos do sistema de perfuração. Desta forma, pretende-se obter um novo modelo como observado na Figura 4.7b. Neste novo modelo, o navio está localizado no topo, com o movimento de *heave* como entrada; o navio é conectado ao HHC, onde os cilindros são modelados como uma mola e um amortecedor não lineares. Finalmente, acoplado ao HHC encontra-se um sistema massa-mola-amortecedor equivalente para os demais elementos do sistema de perfuração.

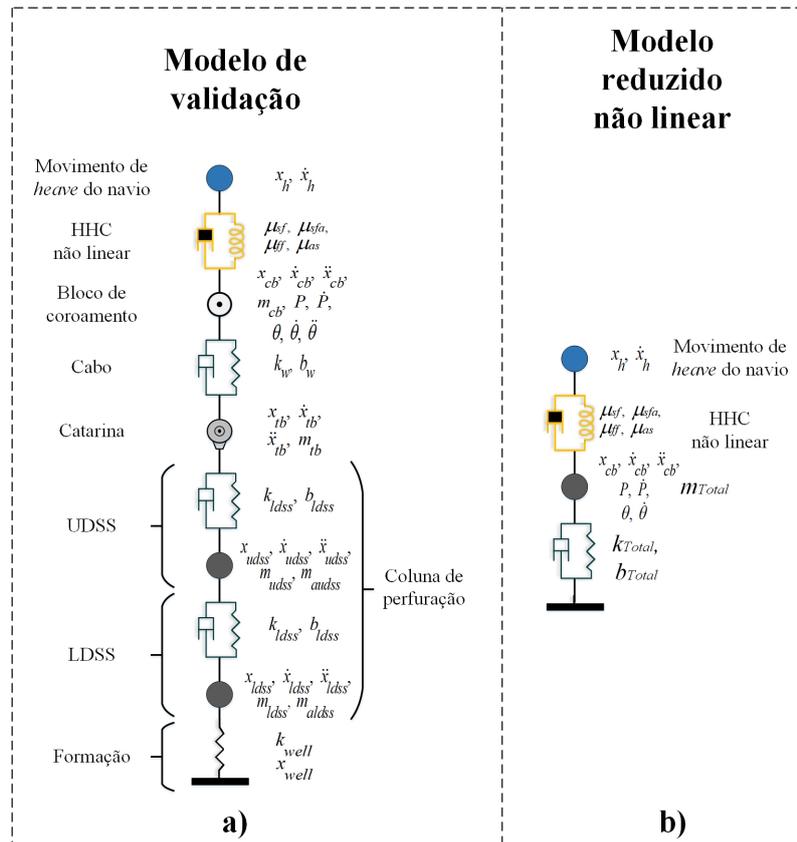


Figura 4.7: Diagrama do modelo de validação e do reduzido não linear.

As diferentes hipóteses e simplificações aplicadas são apresentadas abaixo:

- **Simplificação dinâmica do compensador ativo:** na equação (4.14), aplica-se uma redução de ordem em relação a θ , passando de um sistema de segunda ordem para um de primeira ordem. Usando a teoria dos pólos dominantes [67], se a magnitude da parte real do pólo insignificante localizado na região mais distante do plano médio positivo for pelo menos 5 a 10 vezes maior que o pólo dominante, é possível eliminar o pólo insignificante. Como resultado, obtemos a seguinte redução de ordem:

$$\dot{\theta} = -c_{Th} \theta + k_{Th} \varepsilon, \quad (4.39)$$

onde c_{Th} é a parte positiva do pólo complexo conjugado e k_{Th} é um ganho escolhido para manter o mesmo ganho estático para o modelo.

c_{Th} é dado por:

$$c_{Th} = \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ca}}{2c} \right) \quad (4.40)$$

k_{Th} é representado da seguinte forma:

$$k_{Th} = \frac{c_{Th}}{a} \quad (4.41)$$

- **Simplificação dos elementos do sistema de perfuração:** a partir da hipótese de assumir que os diferentes elementos que compõem o modelo estejam relacionados em série [68], excluindo os elementos do HHC que continuam sendo não lineares, o que pode ser visto graficamente na Figura 4.7a; pode-se obter um modelo reduzido, para isso, um sistema equivalente é encontrado para o bloco de coroamento, a catarina, o cabo de aço e a coluna de perfuração, a traves da associação em serie das massas, molas e amortecedores, como mostrado nas seguintes equações:

$$m_{Total} = \sum_{i=1}^n m_i, \quad k_{Total} = \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{K_i} \right) \right)^{-1}, \quad b_{Total} = \sum_{i=1}^n b_i \quad (4.42)$$

Finalmente, o modelo reduzido não linear de quarta ordem é representado da seguinte forma:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{cb} = (F_{phc} + F_{ahc} - k_{Total}x_{cb} - b_{Total}\dot{x}_{cb}) / m_{Total} \\ \dot{P} = \frac{k_1}{V_{ahc}} [-A_{ahc}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) - c_l P + V_{pump} \sin(\theta)] \\ \dot{\theta} = -c_{Th} \theta + k_{Th} \varepsilon \end{cases} \quad (4.43)$$

onde as forças que atuam no bloco de coroamento (F_{phc} e F_{ahc}) no modelo reduzido não-linear são as forças do PHC e AHC descritas pelas equações (4.10) e (4.11).

4.4 MODELO REDUZIDO LINEAR DO SISTEMA DE PERFURAÇÃO

Por fim, o modelo reduzido linear de 4° ordem abrange todas as linearizações e simplificações feitas nas seções 4.2 e 4.3, pode ser observado na Figura 4.8 e seu conjunto de equações é expresso por:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{cb} = (F_{phc_{lin}} + F_{ahc_{lin}} - k_{Total}x_{cb} - b_{Total}\dot{x}_{cb}) / m_{Total} \\ \dot{P} = \frac{k_1}{V_{ahc}} [-A_{ahc}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_h) - c_l P + V_{pump} \theta] \\ \dot{\theta} = -c_{Th} \theta + k_{Th} \varepsilon \end{cases} \quad (4.44)$$

onde as forças que atuam no bloco de coroamento são as forças do PHC e AHC descritas na seção 4.2 pelas equações (4.33) e (4.37).

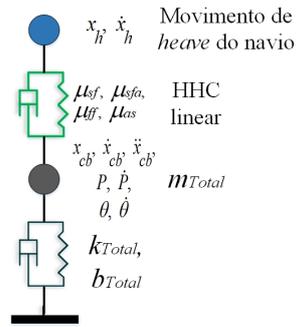


Figura 4.8: Diagrama do modelo reduzido linear.

4.5 COMPARAÇÃO EM FREQUÊNCIA DOS MODELOS LINEAR E REDUZIDO LINEAR

O modelo reduzido linear deve ser corroborado, para isso, são identificados os casos e condições sob as quais sua operação é semelhante ao modelo linear. Para esse fim, suas respostas em frequência são obtidas e comparadas no espectro de frequências das ondas que se deseja trabalhar. Para esta comparação, dois fatores do sistema de perfuração *offshore* são levados em consideração:

- **Sinal de entrada ao sistema (x_h):** o primeiro é definir em que condições de entrada operara o sistema. Neste caso, a perturbação de entrada escolhida é um sinal sinusoidal com faixa de 0,2 a 2 metros, com um período de 5 a 15 segundos, espectro de frequências de 1,257 a 0,440 rad/s, sugerido em [11].
- **Rigidez da formação (k_{well}):** é um parâmetro externo ao sistema de perfuração *offshore* e pode variar muito, dependendo do tipo de material da formação no fundo marinho, de formações macias a formações muito duras [14].

Abaixo são apresentados os resultados da resposta de frequência para dois casos diferentes de comprimento da coluna de perfuração escolhidos (2,7 e 3,712 km), testados em dois cenários de rigidez da formação (macia e dura) diferentes. As simulações utilizam os dados gerais da Tabela 4.3, que são obtidos e adaptados de [15] e [11].

Tabela 4.3: Parâmetros gerais da simulação.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Amortecimento do cabo	b_w	11529,1791	$N\ s/m$
Área do cilindro ativo	A_{ahc}	0,014864	m^2
Coefficiente de amortecimento	ζ	0,1	–
Coefficiente de atrito cinético das vedações no AHC	μ_{asf}	2224,11	N
Coefficiente de atrito cinético das vedações no PHC	μ_{sf}	21400	N
Coefficiente de atrito viscoso devido ao gás	μ_{ff}	$1,0807 * 10^3$	$N\ s/m$
Coefficiente de vazamento linear de fluido	cl	$9,5 * 10^{-12}$	$m^3/Pa\ s$
Constante da vazão da bomba	V_{pump}	0,006883	m^3/s
Constante politrópica	k	1,333	–
Coefficientes da bomba	c_{Th}	0,3943	–
	K_{Th}	1	–
Densidade do fluido de perfuração	p_3	1760	kg/m^3
Densidade do tubo de perfuração	p_2	7870	kg/m^3
Diâmetro da LDSS	D_{ldss}	0,14	m
Diâmetro da UDSS	D_{udss}	0,183	m
Espessura da parede LDSS	t_{ldss}	0,029	m
Espessura da parede UDSS	t_{udss}	0,029	m
Fator de Buoyancy	B_1	0,777	ratio
Módulo de elasticidade da coluna	E	$140 * 10^9$	Pa
Modulo volumétrico	k_1	1532168941,799	N/m^2
Rigidez do fundo do mar	k_{well}	$500 * 10^3$	N/m
Rigidez do cabo	k_w	$3 * 10^6$	N/m
Volume do cilindro ativo	V_{ahc}	0,2403	m^3

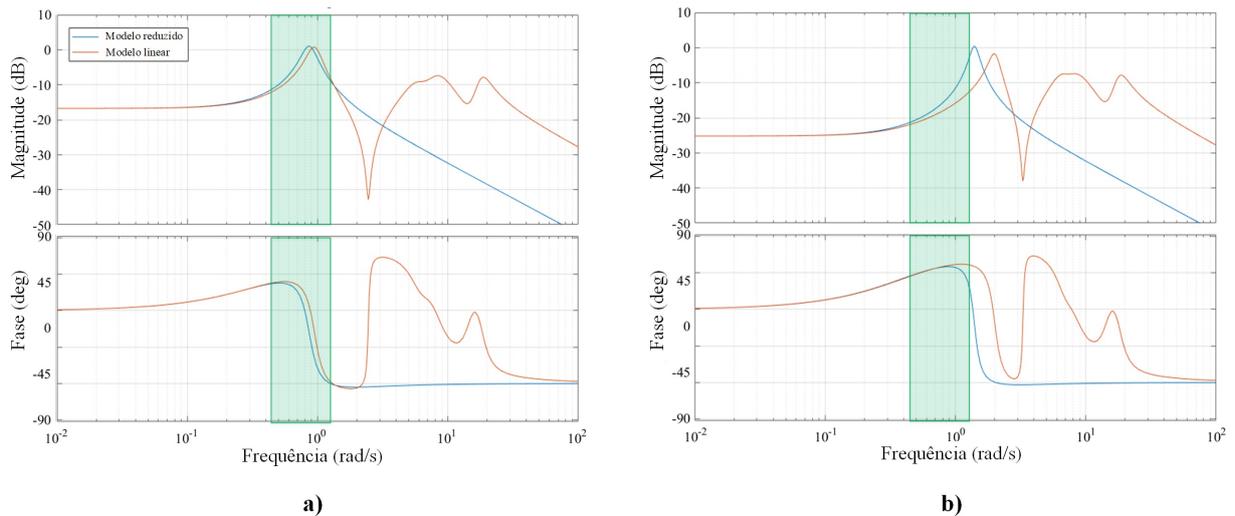


Figura 4.9: Resposta em frequência dos modelos linear e reduzido linear, para uma coluna de 2,7 km. a) Formação de fundo macio b) Formação de fundo duro.

- **Caso 1:**

A resposta em frequência para a versão linearizada do modelo reduzido e o modelo linear no caso de uma coluna de perfuração de 2,7 km, atuando em uma formação macia de 500 kN e uma formação dura de 1600 kN é apresentada na Figura 4.9.

No cenário de uma formação macia com uma rigidez de 500 kN/m, ilustrada na Figura 4.9a, no espectro de frequências (seção retangular verde), os dois modelos, modelo reduzido linear (linha azul) e modelo linear (linha vermelha) apresentam uma dinâmica semelhante, sendo utilizado o critério de resposta de pico para avaliar a semelhança dos modelos. Para o modelo linear, o valor de pico é de 0,121 dB a 0,975 rad/s, para o modelo reduzido linear o valor de pico é de 0,238 dB a 0,899 rad/s, tem-se uma diferença de 0,117 dB e 0,076 rad/s. As diferenças de magnitude e frequência são consideradas pequenas, o que pode ser corroborado graficamente. Portanto, nesta primeira situação, o modelo linear reduzido é amplamente semelhante ao modelo linear.

A Figura 4.9b mostra um caso para uma formação dura com rigidez de 1600 kN/m, no espectro de frequências, os dois modelos têm uma dinâmica muito diferente, com uma ampla faixa de erro. Para o modelo reduzido linear, o valor de pico é de 0,0793 dB a 1,41 rad/s, para o modelo linear o valor de pico é de -1,66 dB a 2,15 rad/s, tem-se uma diferença de 1,7393 dB e 0,74 rad/s. As diferenças de magnitude e frequência são consideradas grandes em relação ao caso anterior de formação macia. Portanto, nesta situação, o modelo reduzido tem uma brecha de erro consideravelmente grande.

- **Caso 2:**

A Figura 4.10 mostra a resposta em frequência para os modelos linear e reduzido linear no caso de comprimento da coluna de 3,712 km, atuando em dois casos de rigidez da formação, de 500 kN/m e 1600 kN/m.

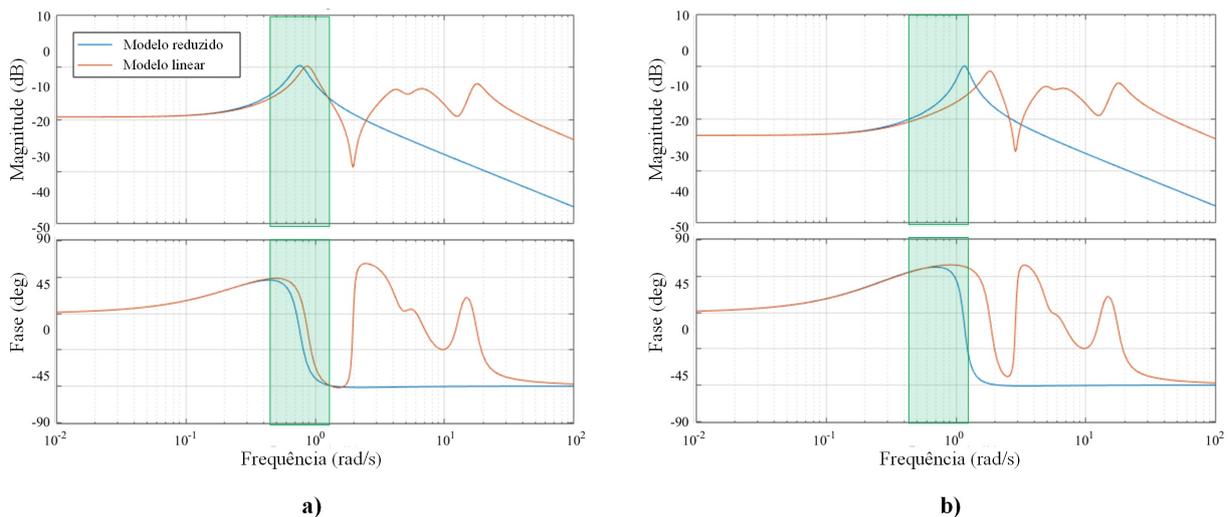


Figura 4.10: Resposta em frequência dos modelos linear e reduzido linear, para uma coluna de 3,712 km. a) Formação de fundo macio b) Formação de fundo duro.

Para o caso de uma formação macia Figura 4.10a, tem-se um bom grau de semelhança, com um valor de pico de 0,391 dB a 0,861 rad/s para o modelo linear, e um valor de pico de 0,584 dB a 0,746 rad/s para o modelo reduzido linear, tem-se uma diferença de 0,193 dB e de 0,115 rad/s. As diferenças de magnitude e frequência têm valores pequenos e similares aos obtidos no caso 1. Aqui confirma-se que independentemente das dimensões da coluna, os dois modelos são semelhantes para uma formação suave.

Para uma formação dura com rigidez de 1600 kN/m, vista na Figura 4.10b, os dois modelos têm uma dinâmica muito diferente, com um erro muito grande visível graficamente e que é corroborado com um valor de pico de -1,74 dB a 1,83 rad/s para o modelo linear e de 0,258 dB a 1,15 rad/s para o modelo reduzido linear, gerando uma diferença de 1,998 dB e de 0,68 rad/s. Reitera-se que, para uma formação dura, os resultados têm um desempenho muito baixo.

4.5.1 Análise dos resultados da resposta em frequência

Foram obtidas as respostas em frequência no espectro de 1,257 a 0,440 rad/s para os modelos linear e reduzido linear, a partir de dois casos de configuração de coluna de perfuração (2,7 km e 3,712 km), em relação a uma formação macia (500 kN) e uma dura (1600 kN). Os resultados do MAE são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Erro absoluto médio na resposta em frequência.

Rigidez formação	Caso 1: 2,7 km	Caso 2: 3,712 km
500 kN	1,75 dB	1,94 dB
1600 kN	5,88 dB	11,28 dB

Pode-se ver claramente na Tabela 4.4 a diferença no valor dos erros, onde, para uma rigidez da formação de 500 kN, os erros são pequenos, relativamente próximos de 0, por outro lado, para uma rigidez de 1600 kN, o erro é significativamente grande, concluiu-se que este método, no qual, os diferentes elementos do sistema de perfuração são definidos como sistemas massa-mola-amortecedor, para que possam ser operados como elementos em série, só pode ser usado no caso de uma formação macia, pelo qual, no capítulo 6 são realizadas simulações para uma formação macia com rigidez de 500 kN/m.

Também, no caso de uma formação dura, quando existe uma maior rigidez da formação, a rigidez do sistema em geral aumenta, afetando proporcionalmente a entrada em relação à frequência, pelo qual o sistema do modelo linear agora possui uma frequência mais alta, situação que não pode ser simulada no modelo reduzido, dado que as hipóteses consideradas não geram uma relação proporcional, o que pode ser confirmado pelo alto valor do erro, a partir do qual, não se pode considerar esta situação para as simulações. Isso abre caminho para investigar outros métodos de redução de sistemas que permitem melhores resultados em um contexto mais global.

Por outro lado, pode ser graficamente identificado nas Figuras 4.9 e 4.10 que, para uma formação macia, o compensador passivo possui uma atenuação aceitável, mas não possui o compor-

tamento desejado no espectro de frequências de ondas desejado, pois na faixa de 0,8 a 1 rad/s apresenta uma filtragem mínima das ondas, atingindo um ganho de 0 dB, o que não é o ideal, uma vez que praticamente para essa faixa de frequências o PHC não está atenuando e todo o esforço é feito pelo AHC. Para resolver esse problema, o trabalho de projetar o compensador passivo deve ser realizado, uma ação que não foi abordada neste estudo, mas deve ser considerada, pois afeta diretamente o desempenho do sistema proposto.

A partir desta comparação, inferi-se que o modelo reduzido linear de 4° ordem é capaz de gerar uma boa aproximação ao modelo linear de 11° ordem, no caso da perfuração em uma formação macia com um erro mínimo e, portanto, o modelo reduzido não linear é capaz de reproduzir a dinâmica do modelo de validação.

Capítulo 5

PROJETO DO CONTROLADOR

Usando a abordagem de planicidade diferencial, propõe-se projetar dois controladores, um linear e outro não linear, baseados nos modelos reduzidos (linear e não linear) para controlar e acompanhar a trajetória do modelo de validação, com o objetivo de manter a posição do bloco de coroamento ($x_{cb} = x_1$) o mais próxima de zero e, por conseguinte, uma velocidade do bloco de coroamento ($\dot{x}_{cb} = x_2$) igual a zero e também, a menor variação do peso sobre a broca possível, os objetivos de controle são discutidos mais detalhadamente na seção 5.1. Os demais estados principais, pressão do sistema ativo ($P = x_9$), ângulo da placa de deslizamento ($\theta = x_{10}$), além do sinal de entrada da bomba ($\varepsilon = u$) devem seguir suas trajetórias desejadas. Para o projeto dos dois controladores o processo é o mesmo e pode ser visto num esquema genérico ilustrado na Figura 5.1, e de uma maneira individual, na seção 5.2 é projetado o controlador linear e na seção 5.3 o controlador não linear.

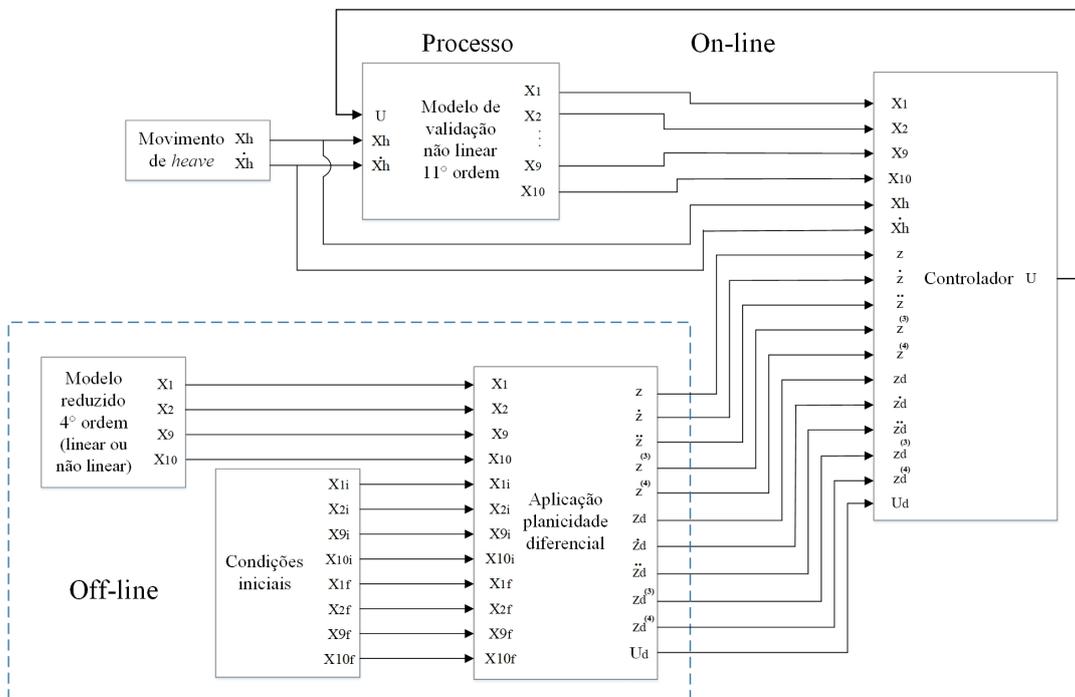


Figura 5.1: Esquema de controle baseado em planicidade diferencial.

O desenvolvimento do controlador começa com a definição dos estados $(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10})^T = (x_{cb}, \dot{x}_{cb}, x_{tb}, \dot{x}_{tb}, x_{udss}, \dot{x}_{udss}, x_{ldss}, \dot{x}_{ldss}, P, \theta)^T$, em seguida, continua-se com uma fase *off-line*, onde as saídas planas $(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}, z^{(4)})$, as trajetórias desejadas $(x_{1d}, x_{2d}, x_{9d}, x_{10d})$ e o sinal de controle desejado (u_d) são obtidos, a partir da aplicação da teoria de planicidade diferencial, usando o modelo reduzido de quarta ordem que leva em consideração os estados (x_1, x_2, x_9, x_{10}) e as condições iniciais $(x_{1i}, x_{2i}, x_{9i}, x_{10i})$ e finais $(x_{1f}, x_{2f}, x_{9f}, x_{10f})$ estabelecidas.

Depois, há uma fase *on-line*, na qual todas as informações anteriormente obtidas são direcionadas ao controlador, que aplicará a lei de controle desenvolvida através da forma canônica de Brunovsky, permitindo mitigar o distúrbio de *heave* (x_h, \dot{x}_h) através do sinal de controle (u) que entra no modelo de validação de onze estados.

Posteriormente, a maioria dos estados são realimentados para o modelo de validação não linear, exceto os quatro estados principais (x_1, x_2, x_9, x_{10}) do sistema que entram no controlador e permitem que o ciclo de controle continue. Finalmente, os resultados dos quatro estados principais e do sinal de controle, atingidos no processo de controle são comparados com as trajetórias nominais obtidas anteriormente.

Por outro lado, ressalta-se que o projeto de controle para ambos os modelos em geral é semelhante, mas difere na etapa de parametrização do sistema, de acordo com a saída plana e suas derivadas temporais que são diferentes, devido ao fato que os parâmetros que acompanham os estados não são os mesmos no modelo não linear e linear. Pelo motivo acima e por simplificação, pois as expressões para obter o controlador são muito grandes e vinculam muitos termos, algumas partes do projeto dos controladores expostos nas subsecções 5.1 e 5.2 são escritas de maneira genérica.

Além disso, neste caso é importante enfatizar que, como a perturbação de *heave* é um elemento externo que afeta o navio, supõe-se que um sensor (acelerômetro vertical) é usado para medir sua magnitude (x_h) e a de sua primeira derivada (\dot{x}_h) [14]. Também, a magnitude dos termos derivativos de ordem superior da perturbação $(\ddot{x}_h, \dddot{x}_h, \dots)$ são desconsiderados para fins de projeto do controlador, visto que, eles não têm uma representação física.

5.1 Objetivos de controle

Para análise quantitativa, dois parâmetros foram associados ao desempenho do sistema de compensação: atenuação do movimento de *heave* e variação do peso sobre a broca.

- **Atenuação do movimento de *heave* (At_{mh}):** é a taxa da atenuação do movimento transmitido à carga suportada em função da amplitude do movimento de *heave* do navio. Nesse caso, como o CMC foi selecionado, a atenuação entre a amplitude máxima do movimento de *heave* das ondas e do movimento do bloco de coroamento é calculada.

$$At_{mh} = \frac{\max(x_h - x_{cb}) * 100}{x_h} \quad (5.1)$$

- **Variação do peso sobre a broca (ΔWOB):** ao perfurar a broca está em contato com o poço e o compensador suporta o peso dos elementos do sistema de perfuração. Parte do peso da coluna de perfuração é, no entanto, suportado pela formação abaixo da broca, esse peso é chamado de peso sobre a broca, também recebe o nome de força do fundo do poço.

A ΔWOB na formação deve ser mantida relativamente baixa para eliminar o problema de instabilidade de contato, em que a broca perde contato com a formação, e não afetar negativamente o processo de perfuração de modo a garantir uma longa vida útil da broca [32]. A força do fundo do poço pode-se descrever como a força aplicada no último elemento da coluna de perfuração (LDSS) quando há contato entre a broca e a formação e é definida como:

$$F_{well} = k_{well}(x_{well} - x_{ldss}) \quad (5.2)$$

A variação do peso sobre a broca é obtida subtraindo-se a força máxima do fundo do poço (F_{well}) em estado estacionário do valor estabelecido do peso na broca (WOB_{ref}):

$$\Delta WOB = WOB_{ref} - max(F_{well}) \quad (5.3)$$

5.2 Controlador linear realizado com o modelo reduzido linear do sistema de perfuração *offshore*

O controlador linear será projetado a partir do modelo reduzido linear, cuja dinâmica é descrita pelo conjunto de equações (4.44), (4.33) e (4.37). Seja $(x_1, x_2, x_9, x_{10})^T = (x_{cb}, \dot{x}_{cb}, P, \theta)^T$, então, o modelo pode ser reescrito pela seguinte representação em espaços de estados:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = (-k_{Total}x_1 - b_{Total}x_2 + k_{phc}(x_1 - x_h) - b_{phc}(x_2 - \dot{x}_h) - b_{ahc}(x_2 - \dot{x}_h) + A_{ahc}x_9) / m_{Total} \\ \dot{x}_9 = \frac{k_1}{V_{ahc}} [-A_{ahc}(x_2 - \dot{x}_h) - clx_9 + V_{pump}x_{10}] \\ \dot{x}_{10} = -c_{Th}x_{10} + k_{Th}\varepsilon \end{cases} \quad (5.4)$$

com

$$k_{phc} = kA_1^2 \frac{p_0}{V_0} \quad b_{phc} = \frac{4}{\pi} \frac{\mu_{sf}}{max(x_2 - \dot{x}_h)} + \mu_{ff} max(x_2 - \dot{x}_h) \quad b_{ahc} = n_{acyl} \frac{4}{\pi} \frac{\mu_{asf}}{max(x_2 - \dot{x}_h)} \quad (5.5)$$

Uma forma geral de representação em espaços de estado é escrita da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A(t)x(t) + B(t)u_{in}(t) + B_p(t)p(t) \\ y(t) &= c(t)x(t) \end{aligned} \quad (5.6)$$

com

$$\begin{aligned}
A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{K_{phc}-k_{Total}}{m_{Total}} & \frac{-B_{phc}-B_{ahc}}{m_{Total}} & \frac{A_{ahc}}{m_{Total}} & 0 \\ 0 & \frac{-K_1 A_{ahc}}{V_{ahc}} & -C_l & V_{pump} \\ 0 & 0 & 0 & -c_{Th} \end{bmatrix} & x &= \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_9 \\ x_{10} \end{bmatrix} & B &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{Th} \end{bmatrix} \\
B_p &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{-K_{phc}}{m_{Total}} & \frac{B_{phc}+B_{ahc}}{m_{Total}} \\ 0 & \frac{K_1 A_{ahc}}{V_{ahc}} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} & p &= \begin{bmatrix} x_h \\ \dot{x}_h \end{bmatrix} & c &= [1 \ 0 \ 0 \ 0]
\end{aligned} \tag{5.7}$$

onde B_p e o vetor de perturbações e p é a matriz de perturbações.

Em [69] afirma-se que, se o sistema linear da equação (3.6) for controlável, o sistema linear com distúrbio (5.6) é controlável. Portanto, a partir da equação (3.7), a matriz de controlabilidade é obtida e, em seguida, calculado seu posto, neste caso o posto é 4, igual à ordem do sistema, portanto, o sistema é controlável e também diferencialmente plano.

Sabendo que o modelo reduzido é diferencialmente plano com sua saída plana representada pela posição do bloco de coroamento ($z = x_1 = x_{cb}$), portanto, os demais estados e o sinal de controle $(x_2, x_9, x_{10}, u_{lin}) = (\dot{x}_{cb}, P, \theta, \varepsilon)$ podem ser encontrados a partir da parametrização diferencial (equações (3.3) e (3.4)) de acordo com $z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}$ e $z^{(4)}$, do seguinte modo:

$$\left\{ \begin{aligned}
x_2 &= \dot{z} \\
x_9 &= (k_{phc}x_h + b_{ahc}\dot{z} - b_{ahc}\dot{x}_h + b_{phc}\dot{z} - b_{phc}\dot{x}_h + k_{Total}z + m_{Total}\ddot{z} - k_{phc}z)/A_{ahc} \\
x_{10} &= (b_{ahc}V_{ahc}\ddot{z} + b_{phc}V_{ahc}\ddot{z} - k_{phc}V_{ahc}\dot{z} + V_{ahc}k_{Total}\dot{z} + V_{ahc}m_{Total}z^{(3)} + A_{ahc}^2k_1\dot{z} - A_{ahc}^2k_1\dot{x}_h \\
&\quad - c_l k_1 k_{phc}z + c_l k_1 k_{phc}x_h + b_{ahc}c_l k_1 \dot{z} - b_{ahc}c_l k_1 \dot{x}_h + b_{phc}c_l k_1 \dot{z} - b_{phc}c_l k_1 \dot{x}_h + c_l k_1 k_{Total}z \\
&\quad + c_l k_1 m_{Total}\ddot{z})/(A_{ahc}k_1 V_{pump}) \\
u_{lin} &= (b_{ahc}V_{ahc}z^{(3)} + b_{phc}V_{ahc}z^{(3)} - k_{phc}V_{ahc}\ddot{z} + V_{ahc}k_{Total}\ddot{z} + V_{ahc}m_{Total}z^{(4)} + A_{ahc}^2k_1\ddot{z} \\
&\quad + A_{ahc}^2k_1c_{Th}\dot{z} - A_{ahc}^2k_1c_{Th}\dot{x}_h + b_{ahc}c_l k_1 \dot{z} + b_{phc}c_l k_1 \dot{z} - c_l k_1 k_{phc}\dot{z} + c_l k_1 k_{Total}\dot{z} \\
&\quad + c_l k_1 m_{Total}z^{(3)} + b_{ahc}V_{ahc}c_{Th}\ddot{z} + b_{phc}V_{ahc}c_{Th}\ddot{z} - k_{phc}V_{ahc}c_{Th}\dot{z} + V_{ahc}c_{Th}k_{Total}\dot{z} \\
&\quad + V_{ahc}c_{Th}m_{Total}z^{(3)} + c_l k_1 c_{Th}k_{Total}z + c_l k_1 c_{Th}m_{Total}\ddot{z} - c_l k_1 k_{phc}c_{Th}z + c_l k_1 k_{phc}x_h c_{Th} \\
&\quad + b_{ahc}c_l k_1 c_{Th}\dot{z} - b_{ahc}c_l k_1 c_{Th}\dot{x}_h + b_{phc}c_l k_1 c_{Th}\dot{z} - b_{phc}c_l k_1 c_{Th}\dot{x}_h)/(A_{ahc}k_1 V_{pump}k_{Th})
\end{aligned} \right. \tag{5.8}$$

Assim, conhecendo $x_1^*(t)$ é possível encontrar as trajetórias desejadas $(x_2^*(t), x_9^*(t), x_{10}^*(t), u_{lin}^*(t))$ e a tarefa de planejamento de trajetória pode ser feita através da equação (5.8).

A partir da parametrização diferencial, pode-se obter a representação entrada-saída do sistema na forma canônica de Brunovsky (equação (3.5)) e definir a nova variável de controle do sistema ν_{lin} :

$$\nu_{lin} = z^{(4)} = \lambda_4(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) + \lambda_5(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)})u_{lin}, \tag{5.9}$$

com

$$\begin{aligned}
\lambda_4(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) = & -(b_{ahc}V_{ahc}z^{(3)} + b_{phc}V_{ahc}z^{(3)} - k_{phc}V_{ahc}\ddot{z} + V_{ahc}k_{Total}\dot{z} + A_{ahc}^2k_1\ddot{z} + A_{ahc}^2k_1c_{Th}\dot{z} \\
& - A_{ahc}^2k_1c_{Th}\dot{x}_h + b_{ahc}c_lk_1\ddot{z} + b_{phc}c_lk_1\ddot{z} - c_lk_1k_{phc}\dot{z} + c_lk_1k_{Total}\dot{z} + c_lk_1m_{Total}z^{(3)} \\
& + b_{ahc}V_{ahc}c_{Th}\ddot{z} + b_{phc}V_{ahc}c_{Th}\ddot{z} - k_{phc}V_{ahc}c_{Th}\dot{z} + V_{ahc}c_{Th}k_{Total}\dot{z} + V_{ahc}c_{Th}m_{Total}z^{(3)} \\
& + c_lk_1c_{Th}k_{Total}z + c_lk_1c_{Th}m_{Total}\ddot{z} - c_lk_1k_{phc}c_{Th}z + c_lk_1k_{phc}x_hc_{Th} + b_{ahc}c_lk_1c_{Th}\dot{z} \\
& - b_{ahc}c_lk_1c_{Th}\dot{x}_h + b_{phc}c_lk_1c_{Th}\dot{z} - b_{phc}c_lk_1c_{Th}\dot{x}_h)/V_{ahc}m_{Total}
\end{aligned} \tag{5.10}$$

$$\lambda_5(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) = (A_{ahc}k_1V_{pump}k_{Th})/V_{ahc}m_{Total} \tag{5.11}$$

onde $\lambda_4(\cdot)$ e $\lambda_5(\cdot)$ são funções em relação a z e suas derivadas temporais.

Consequentemente, de (5.9) pode-se inferir que o sistema presente em (5.4) é equivalente a uma cadeia de integradores de quarta ordem. O sistema linear na equação (5.9) pode ser reescrito na representação em espaço de estados na forma canônica de Brunovsky da seguinte maneira:

$$\begin{aligned}
\dot{F}_T &= A_b F_T + B_b \nu_{lin}, \\
Y &= C_b F_T
\end{aligned} \tag{5.12}$$

com

$$F_T = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ \ddot{z} \\ z^{(3)} \end{bmatrix} \quad A_b = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad B_b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad C_b^T = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5.13}$$

Portanto, é suficiente manipular o sistema na forma canônica de Brunovsky na equação (5.12) para propor uma lei de controle adequada (equação (3.15)), à qual um integrador é adicionado para mitigar tanto a influência de distúrbios externos quanto a dinâmica não modelada do sistema devido ao uso de um modelo reduzido [56]:

$$\begin{aligned}
\nu_{lin} = & \left[z^{*(4)}(t) - K_3(z^{(3)}(t) - z^{*(3)}(t)) - K_2(\ddot{z}(t) - \ddot{z}^*(t)) - K_1(\dot{z}(t) - \dot{z}^*(t)) \right. \\
& \left. - K_0(z - z^*(t)) - K_I \int (z(t) - z^*(t)) \right],
\end{aligned} \tag{5.14}$$

onde os ganhos K_0, K_1, K_2, K_3 , são os coeficientes do polinômio de Hurwitz de quarto grau e K_I é o ganho do integrador. Assim, quando o erro de rastreamento de trajetória converge para 0, a saída plana e todas as suas derivadas temporais convergem para suas respectivas trajetórias nominais. Portanto, a partir da parametrização diferencial da equação (5.4), $x_2 = \dot{x}_{cb}$, $x_9 = P$, $x_{10} = \theta$ e $u_{lin} = \epsilon$ convergirão para seus valores de referência.

Assim, a expressão final do sinal de controle (equação (3.16)) é obtida substituindo a equação

(5.14) na equação (5.9) e encontrando u :

$$\begin{aligned}
u_{lin} &= (\nu_{lin} - \lambda_4(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)})) / \lambda_5(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) \\
u_{lin} &= \left[z^{*(4)}(t) - K_3(z^{(3)}(t) - z^{*(3)}(t)) - K_2(\ddot{z}(t) - \ddot{z}^*(t)) - K_1(\dot{z}(t) - \dot{z}^*(t)) - K_0(z(t) - z^*(t)) \right. \\
&\quad \left. - K_I \int (z(t) - z^*(t)) - \lambda_4(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) \right] / \lambda_5(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)})
\end{aligned} \tag{5.15}$$

Comentário geral 5.1: as equações (5.14) e (5.15) são expressas genericamente para facilitar sua compreensão, posto que são muito extensas.

5.3 Controlador não linear realizado com o modelo reduzido não linear do sistema de perfuração *offshore*

Ao contrário do anterior controlador linear, as equações usadas agora para projetar o controlador não linear são as do modelo reduzido não linear, (4.43), (4.10) e (4.11). A partir de $(x_1 = x_{cb}, x_2 = \dot{x}_{cb}, x_9 = P, x_{10} = \theta)$, o modelo pode ser reescrito pela seguinte representação em espaços de estados:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = (-k_{Total}x_1 - b_{Total}x_2 + p_0A_1 \left[1 - \frac{A_1}{V_0}(x_1 - x_h) \right]^{-k} - \mu_{sf} \tanh(h(x_2 - \dot{x}_h)) \\ \quad - \mu_{ff} \text{sign}(x_2 - \dot{x}_h)(x_2 - \dot{x}_h)^2 - n_{acyl} \mu_{sf} \tanh(h(x_2 - \dot{x}_h)) + n_{acyl} A_{ahc} x_9) / m_{Total} \\ \dot{x}_9 = \frac{k_1}{V_{ahc}} [-A_{ahc}(x_2 - \dot{x}_h) - clx_9 + V_{pump} \sin(x_{10})] \\ \dot{x}_{10} = -c_{Th} x_{10} + k_{Th} \varepsilon \end{cases} \tag{5.16}$$

Partindo de que a saída plana do sistema é representada pela posição do bloco de coroamento $(z = x_1 = x_{cb})$, o modelo pode ser parametrizado de acordo com $(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)})$ e $z^{(4)}$, do seguinte modo:

$$\begin{cases} x_2 = \dot{z} \\ x_9 = \lambda_1(z, \dot{z}, \ddot{z}) \\ x_{10} = \lambda_2(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) \\ u = \lambda_3(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}, z^{(4)}) \end{cases} \tag{5.17}$$

onde $\lambda_1(\cdot)$, $\lambda_2(\cdot)$ e $\lambda_3(\cdot)$ são funções em relação a z e seus derivados temporais. Como foi possível parametrizar todas as variáveis de estado e de controle do sistema em função da saída plana e suas derivadas temporais, pode-se afirmar que o sistema é diferencialmente plano [60].

Assim, conhecendo $x_1^*(t)$ é possível encontrar as trajetórias desejadas $(x_2^*(t), x_9^*(t), x_{10}^*(t), u^*(t))$ através da equação (5.17).

Da parametrização diferencial, pode-se obter a representação entrada-saída do sistema na forma canônica de Brunovsky, obtendo a nova entrada de controle da mesma maneira que foi feita no caso anterior na equação (5.9).

$$\nu = z^{(4)} = \lambda_4(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) + \lambda_5(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)})u \quad (5.18)$$

Em consequência, de (5.9) pode-se inferir que o sistema presente em (5.16) é equivalente a uma cadeia de integradores de quarta ordem como visto no caso anterior em (5.12) e (5.13).

$$\begin{aligned} \dot{F}_T &= A_b F_T + B_b \nu, \\ Y &= C_b F_T \end{aligned} \quad (5.19)$$

com

$$F_T = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ \ddot{z} \\ z^{(3)} \end{bmatrix} \quad A_b = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad B_b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad C_b^T = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Dessa forma, para 5.19, pode-se propor uma lei de controle da mesma maneira que foi feita no caso anterior na equação (5.14).

$$\nu = z^{(4)*}(t) - K_3(z^{(3)} - z^{(3)*}(t)) - K_2(\ddot{z} - \ddot{z}^*(t)) - K_1(\dot{z} - \dot{z}^*(t)) - K_0(z - z^*(t)) - K_I \int (z - z^*(t)) \quad (5.20)$$

Assim, quando o erro de rastreamento de trajetória converge para 0, a saída plana e todas as suas derivadas temporais convergem para suas respectivas trajetórias nominais. Portanto, da equação (5.14), $x_2 = \dot{x}_{cb}$, $x_3 = P$, $x_4 = \theta$ e $u = \epsilon$ convergirão para seus valores de referência e a expressão final do sinal de controle e a mesma da equação (5.15).

$$\begin{aligned} u &= \left[z^{(4)*}(t) - K_3(z^{(3)} - z^{(3)*}(t)) - K_2(\ddot{z} - \ddot{z}^*(t)) - K_1(\dot{z} - \dot{z}^*(t)) - K_0(z - z^*(t)) \right. \\ &\quad \left. - K_I \int (z - z^*(t)) - \lambda_4(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) \right] / \lambda_5(z, \dot{z}, \ddot{z}, z^{(3)}) \end{aligned} \quad (5.21)$$

Comentário geral 5.2: todas as equações nesta seção são genéricas, exceto (5.16); com a finalidade de facilitar seu entendimento devido a sua grande extensão.

Capítulo 6

RESULTADOS DE SIMULAÇÕES E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo, serão tratados dois casos diferentes de configuração da coluna de perfuração. O primeiro é para um comprimento de 2,7 km estudado em [11], selecionado com base, em que os principais parâmetros do sistema de perfuração do modelo foram obtidos a partir desta referência, permitindo ter um ponto de comparação ao analisar os dados. O segundo é um caso mais prático, para um comprimento de 3,712 km, visto em [36] e obtido dos dados de medição capturados durante as atividades de perfuração em águas ultraprofundas pelo sistema de controle e instrumentação de perfuração do navio Chikyu, que reúne informações para uso em simulações de operações de perfuração [70].

Na seção 6.1, são apresentados os principais parâmetros usados nas simulações numéricas. Posteriormente, na seção 6.2 a resposta do PHC sem controlador, e os controladores não linear e linear projetados atuando no modelo de validação é obtida, para um distúrbio de *heave* de tipo sinusoidal. Logo, na seção 6.3 é exibida a resposta dos controladores e do PHC sem controlador para um distúrbio de *heave* de onda do mar. Por fim, na seção 6.4 são analisados os resultados obtidos nas simulações.

6.1 PARÂMETROS DO SISTEMA

As simulações utilizam os parâmetros gerais da Tabela 4.3 e os parâmetros particulares que foram calculados para os dois casos de comprimento diferente da coluna de perfuração, para a coluna de 2,7 km são expostos na Tabela 6.1 e para a coluna de 3,712 km na Tabela 6.2.

Tabela 6.1: Configuração da coluna de perfuração para 2,7 km.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Amortecimento da LDSS	b_{ldss}	176454,798	$N\ s/m$
Amortecimento da UDSS	b_{udss}	100829,256	$N\ s/m$
Amortecimento total do sistema	b_{Total}	$6,730744 * 10^4$	$N\ s/m$
Comprimento da LDSS	L_{ldss}	1200	m
Comprimento da UDSS	L_{udss}	1500	m
Massa total	m_{Total}	$2,6272 * 10^5$	kg
Pressão média do sistema PHC	p_0	$1,367443 * 10^{67}$	Pa
Rigidez da LDSS	k_{ldss}	$2,3 * 10^6$	N/m
Rigidez da UDSS	k_{udss}	$1,8 * 10^6$	N/m
Rigidez total do sistema	k_{Total}	$1,878403 * 10^5$	N/m

Tabela 6.2: Configuração da coluna de perfuração para 3,712 km.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Amortecimento da LDSS	b_{ldss}	$1,2622655 * 10^5$	$N\ s/m$
Amortecimento da UDSS	b_{udss}	$7,966575 * 10^4$	$N\ s/m$
Amortecimento total do sistema	b_{Total}	$7,2683 * 10^4$	$N\ s/m$
Comprimento da LDSS	L_{ldss}	1721	m
Comprimento da UDSS	L_{udss}	1991	m
Massa total	m_{Total}	$3,4434 * 10^5$	kg
Pressão média do sistema PHC	p_0	$1,760956 * 10^7$	Pa
Rigidez da LDSS	k_{ldss}	$1,6453 * 10^6$	N/m
Rigidez da UDSS	k_{udss}	$1,4222 * 10^6$	N/m
Rigidez total do sistema	k_{Total}	$1,7717 * 10^5$	N/m

As condições iniciais são estabelecidas para $x(0)_{cb}$, $\dot{x}(0)_{cb}$, $x(0)_{tb}$, $\dot{x}(0)_{tb}$, $x(0)_{udss}$, $\dot{x}(0)_{udss}$, $x(0)_{ldss}$, $\dot{x}(0)_{ldss}$, $P(0)$, $\theta(0)$, $\dot{\theta}(0)$ e x_{well} para garantir a aplicação de uma força média da broca contra a formação (WOB_{ref}) de -60 kN em estado estacionário, que é um peso sobre a broca comumente usado [32].

6.2 RESULTADOS DO SISTEMA PARA UMA PERTURBAÇÃO SINUSOIDAL

Um caso médio de experimentação com sinal sinusoidal descrito em [32], mostrado na Figura 6.1, é usado. Neste caso, o distúrbio de elevação é representado por um sinal sinusoidal de 1,2 m de amplitude dupla em um período de 10 segundos.

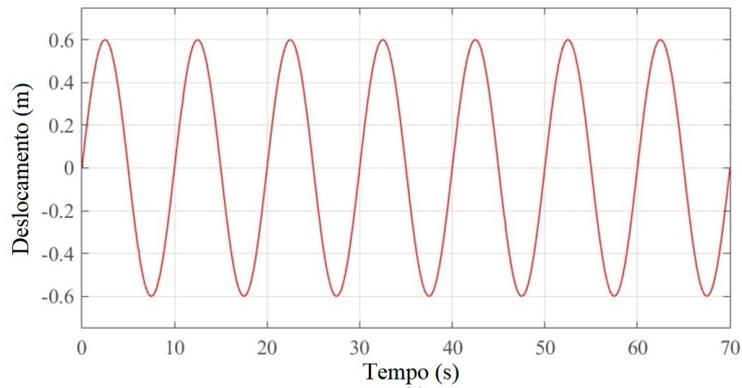


Figura 6.1: Movimento de *heave* sinusoidal

6.2.1 Resposta do PHC sem controlador para uma perturbação sinusoidal

Como base de comparação para determinar o desempenho dos controladores implementados no HHC, a resposta do sistema foi obtida usando um PHC sem controlador como ponto de referência.

- **Caso 1:**

O PHC (sem controle) trabalhando numa coluna de 2,7 km gera uma redução de elevação de 56% e é mostrada na Figura 6.2.

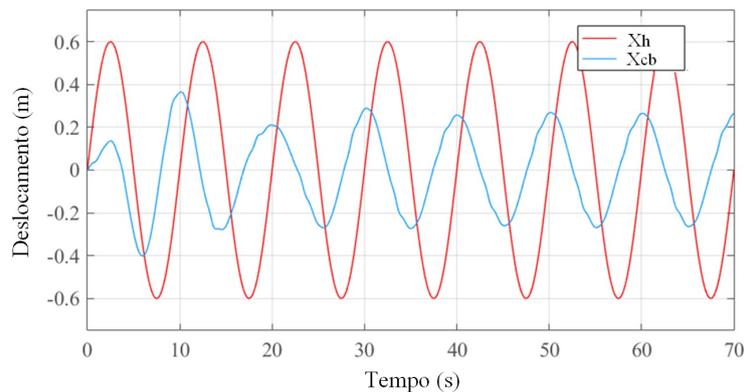


Figura 6.2: Deslocamento medido no caso de um PHC para um distúrbio sinusoidal de *heave*, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.

O peso na broca Figura 6.3 chega a ter valores máximos de 26 kN e -137,5 kN, com uma variação do WOB média de ± 58 kN. O PHC apresenta o problema da instabilidade do contato, visível no intervalo de tempo 5,6 a 7,4 s, quando o valor de peso na broca é maior que 0, sendo incapaz de garantir que a broca esteja sempre em contato com a formação. Portanto, há momentos em que a broca fica sem peso e salta afastando-se do ponto de contato com a formação.

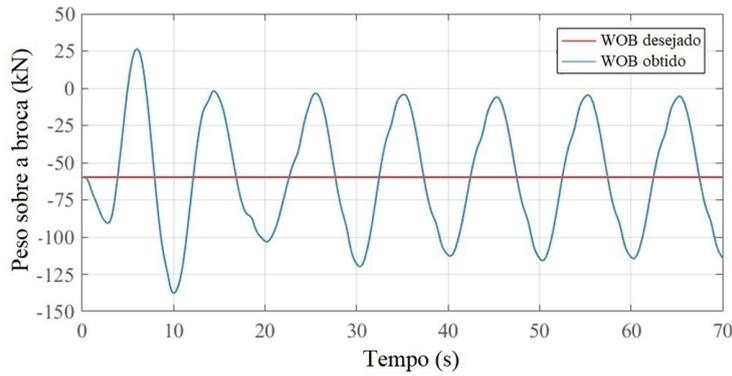


Figura 6.3: Variação do WOB no caso de um PHC para um distúrbio sinusoidal de *heave*, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.

- **Caso 2:**

O PHC (sem controle) trabalhando numa coluna de 3,712 km gera uma redução de elevação de 37,5% que pode ser visto na Figura 6.4. A variação do WOB (ver Figura 6.5), é crítica, visto que o sistema passivo não consegue manter a broca em contato com a formação a qualquer momento, trabalhando com defeito e com um desempenho mínimo.

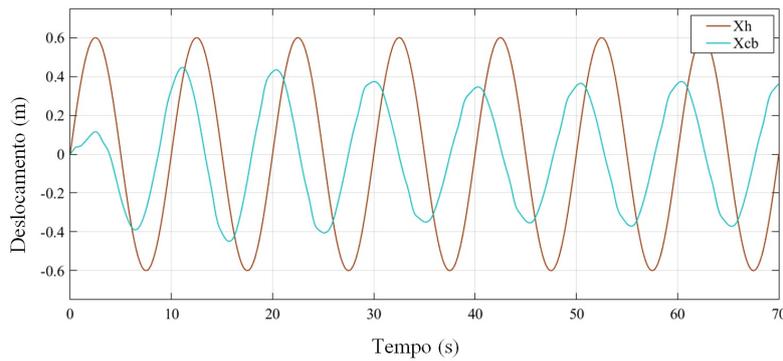


Figura 6.4: Deslocamento medido no caso de um PHC para um distúrbio sinusoidal de *heave*, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.

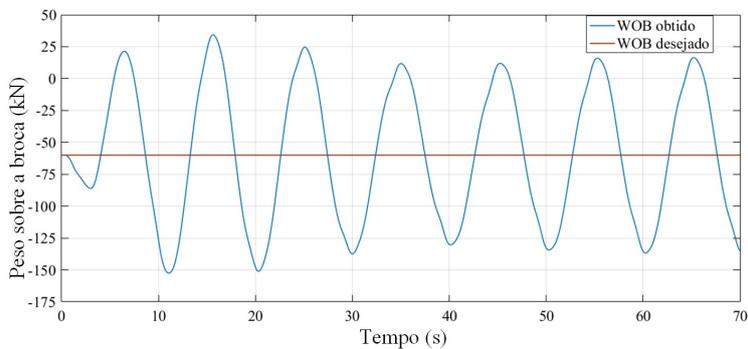


Figura 6.5: Variação do WOB no caso de um PHC para um distúrbio sinusoidal de *heave*, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.

6.2.2 Resposta controladores propostos para uma perturbação sinusoidal

Para determinar o desempenho dos controladores implementados no HHC, nesta subseção a resposta do sistema foi obtida para dois controladores (linear e não linear) testados no modelo de validação diante de uma perturbação sinusoidal.

- **Caso 1:**

A Figura 6.6 mostra a resposta da posição x_{cb} na presença da perturbação, a redução de elevação para o controlador não linear (linha vermelha) foi de 92,3%, enquanto, no caso linear (linha verde) foi de 91,8%, com uma melhora em relação ao cenário de um PHC sem controle de 36,3% para o controlador não linear e de 35,8% para o linear.

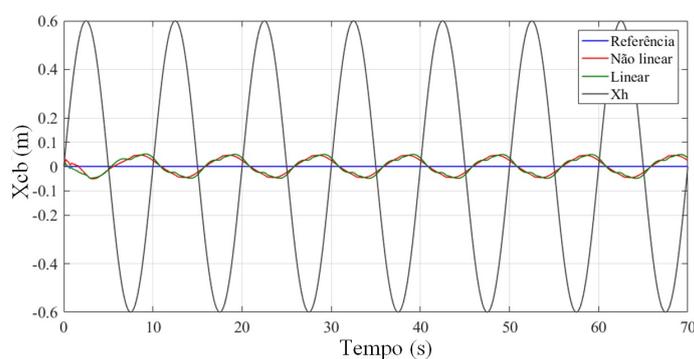


Figura 6.6: Posição do bloco de coroamento para um distúrbio sinusoidal de *heave*, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km. .

Na Figura 6.7, podem ser observadas as respostas do sistema para os dois controladores e também as trajetórias de referência planejadas (linha azul) para atender à condição de posição do bloco de coroamento igual a 0 para uma coluna de 2,7 km. A Figura 6.7a é a posição x_{cb} num pequeno intervalo (-0.06 - 0.06 m) para ver as diferenças entre as respostas dos dois controladores. A Figura 6.7b mostra a resposta na presença da perturbação para a velocidade \dot{x}_{cb} que está muito próxima de 0. A Figura 6.7c mostra a resposta do atuador que alterna entre ± 5 graus e a Figura 6.7d exibe o sinal de controle necessário para mitigar a perturbação e que segue seu sinal de referência de uma boa maneira. Nas Figuras 6.7b e 6.7d, as resposta mostra mudanças e oscilações rápidas no caso linear, esses efeitos são causados pelo erro que leva consigo as linearizações do HHC, principalmente o erro ao rastrear o atrito do selo quando há uma alteração no sinal de velocidade. Observe que o controlador não linear tem oscilações de alta frequência notavelmente menores do que no caso linear.

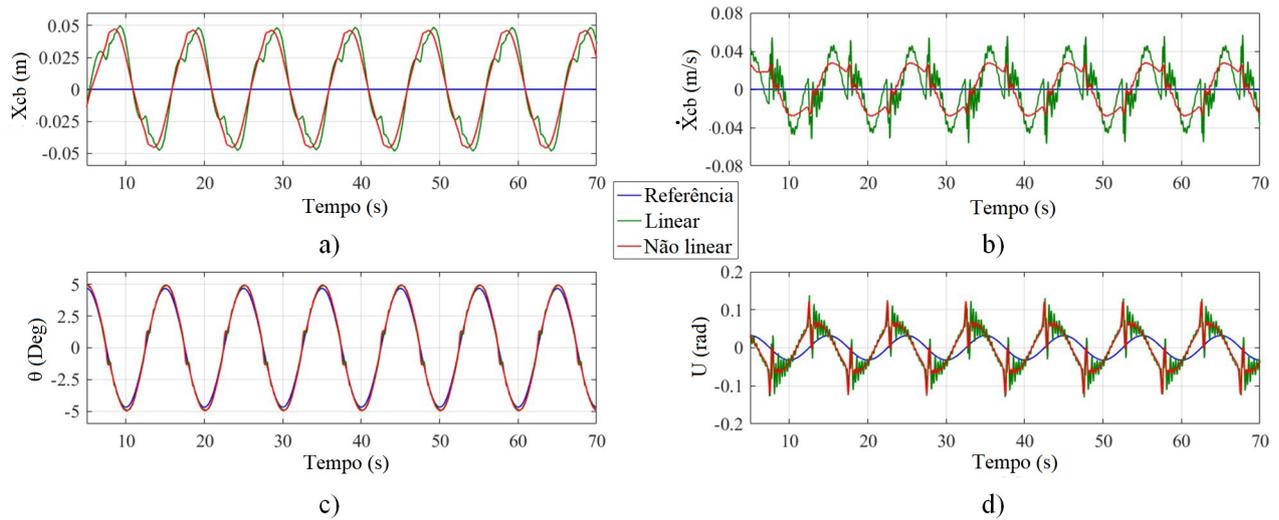


Figura 6.7: Resposta controladores baseados em planicidade para um distúrbio sinusoidal de *heave* atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km. a) Posição do bloco de coroamento b) Velocidade do bloco de coroamento c) Ângulo de oscilação da bomba d) Sinal de controle.

A Figura 6.8 mostra a variação de peso na broca, o controlador não linear tem um melhor desempenho em magnitude e frequência com uma variação média do WOB de $\pm 10,01$ kN, enquanto no controlador linear foi de $\pm 12,83$ kN, com uma melhora em relação ao cenário de um PHC sem controle de 47,99 kN a menos de variação para o controlador não linear e de 45,17 kN para o controlador linear. No caso linear, fortes oscilações indesejáveis do WOB são apresentadas perto do valor máximo da onda do mar.

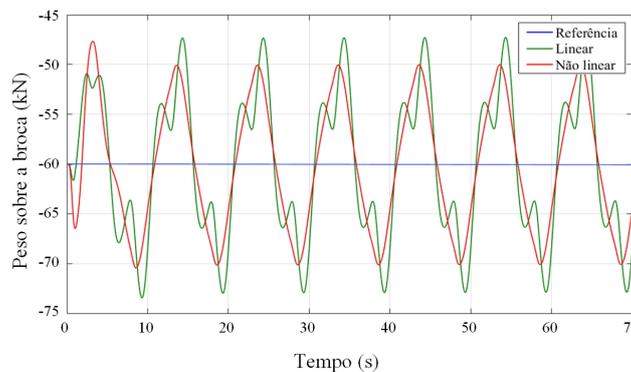


Figura 6.8: Variação do WOB para os dois controladores baseados na teoria de planicidade diferencial, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km e um movimento de elevação senoidal.

• **Caso 2:**

Em relação à posição do navio, o desempenho do controlador não linear é de 91,81%, enquanto no caso linear é de 91,21%, com uma melhora em relação ao cenário de um PHC sem

controle de 54,31% para o controlador não linear e de 53,71% para o linear, como pode ser visto na figura 6.9.

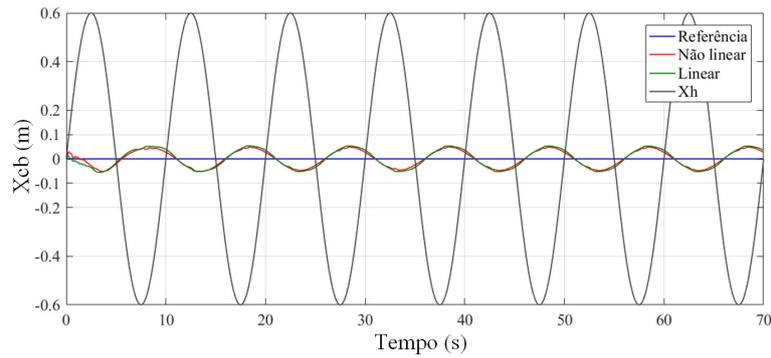


Figura 6.9: Posição do bloco de coroamento para um distúrbio sinusoidal de *heave*, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.

A Figura 6.10 mostra a resposta do sistema para os dois controladores, para uma coluna de 3,712 km e as trajetórias de referência planejadas pelo controlador; a mesma análise é feita como na Figura 6.7. Nas Figuras 6.10b e 6.10d, também pode-se ver como a resposta mostra mudanças e oscilações rápidas no caso linear, mas são mais suaves em comparação com o caso anterior, aproximando-se um pouco da resposta do controlador não linear.

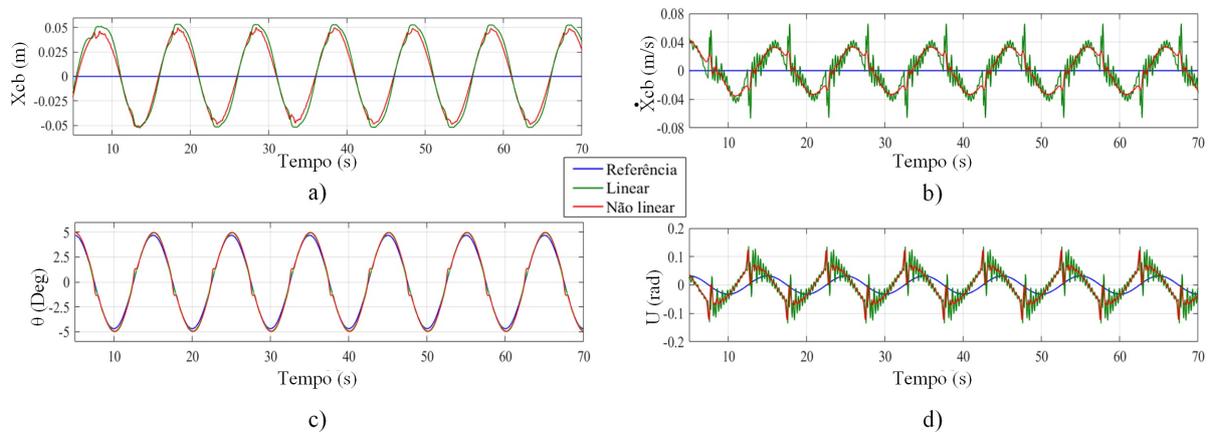


Figura 6.10: Resposta controladores baseados em planicidade para um distúrbio sinusoidal de *heave* atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km. a) Posição do bloco de coroamento b) Velocidade do bloco de coroamento c) Ângulo de oscilação da bomba d) Sinal de controle.

Na Figura 6.11, o controlador não linear (linha vermelha) exibe melhor desempenho com uma variação máxima do peso sobre a broca de $\pm 9,93$ kN, enquanto o linear (linha verde) possui uma variação máxima de $\pm 10,50$ kN, com uma melhora em relação ao cenário de um PHC sem controle de 69,53 kN a menos de variação para o controlador não linear e de

68,96 kN para o controlador linear. O caso linear apresenta algumas oscilações indesejáveis quando a onda do mar atinge seu valor máximo em 0,6 m.

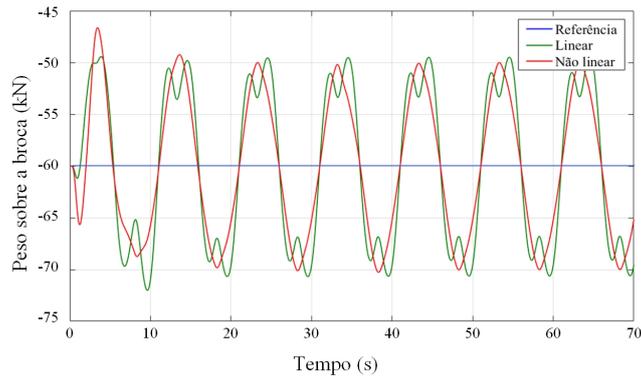


Figura 6.11: Variação do WOB para os dois controladores baseados na teoria de planicidade diferencial, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km e um movimento de elevação senoidal.

6.3 RESULTADOS DO SISTEMA PARA UMA PERTURBAÇÃO DE ONDA DO MAR

No segundo caso, um movimento de *heave* de onda do mar atuando no navio, exposto em [71] e ilustrado na Figura 6.12, é selecionado. A altura significativa da onda e o espectro de frequência da energia das ondas são relativos ao estado do mar 4 na área de mineração Chinesa. A energia da onda está concentrada principalmente entre a frequência (0,08-0,4) Hz, e atinge o máximo em torno de 0,13 Hz, sendo bastante pequena entre a frequência (0,05-0,08) Hz e (0,4-0,5) Hz.

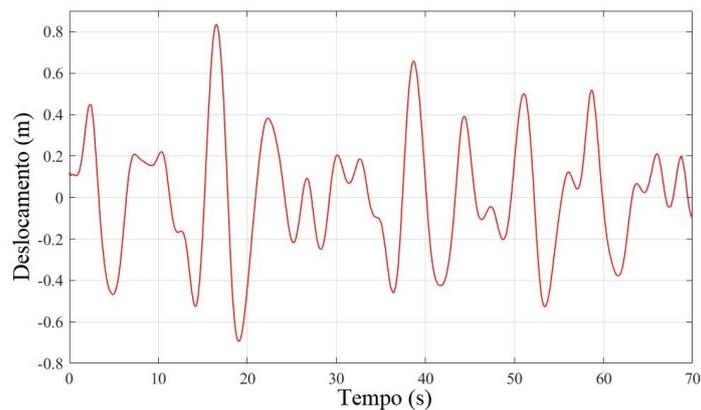


Figura 6.12: Movimento de *heave* de onda do mar [68].

6.3.1 Resposta do PHC sem controlador para uma perturbação de onda do mar

- **Caso 1:**

A Figura 6.13 apresenta a resposta com PHC (sem controle) para uma coluna de 2,7 km. A redução média de *heave* é de 47%, o peso na broca na Figura 6.14 tem 11 variações de 60 kN a 102,5 kN, mais que o dobro do valor do peso na broca. Neste caso, também há o problema de instabilidade de contato presente nas maiores amplitudes da onda de entrada.

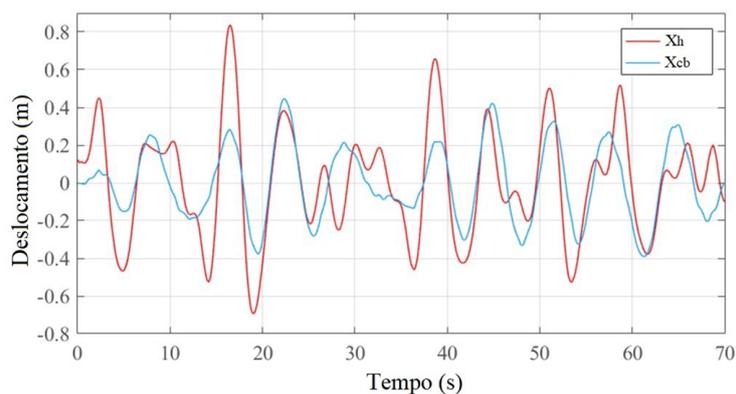


Figura 6.13: Deslocamento medido no caso de um PHC para um distúrbio de *heave* de onda do mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.

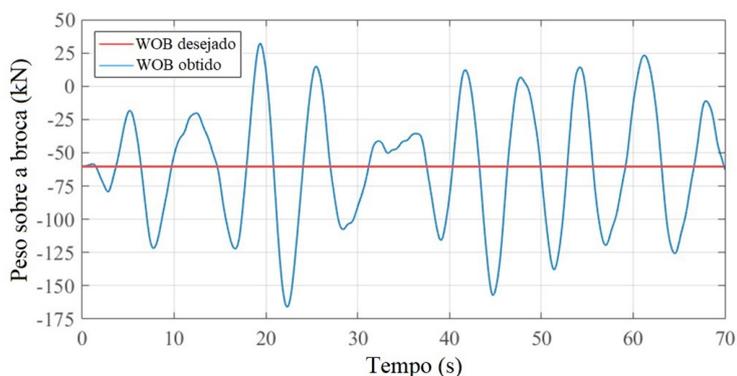


Figura 6.14: Variação do WOB para um PHC com um distúrbio de onda do mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.

- **Caso 2:**

O PHC (sem controle) numa coluna de 3,712 km gera uma redução média de *heave* de 54,6% na Figura 6.15. A variação de peso na broca na Figura 6.16 tem 9 variações de 60 kN a 77 kN e apresenta o problema de instabilidade de contato.

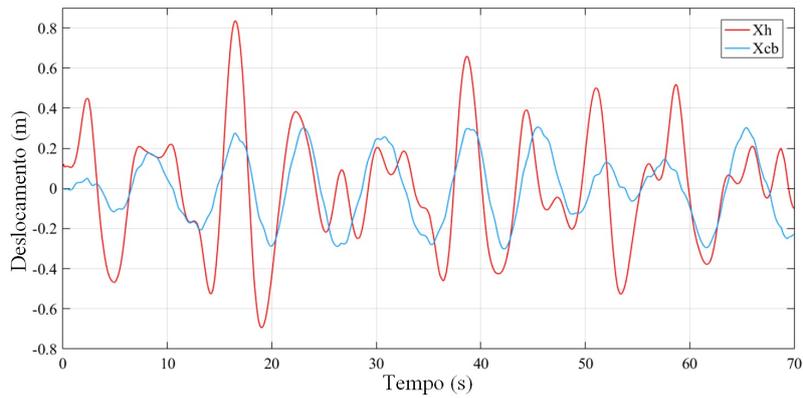


Figura 6.15: Deslocamento medido no caso de um PHC para um distúrbio de *heave* de onda do mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.

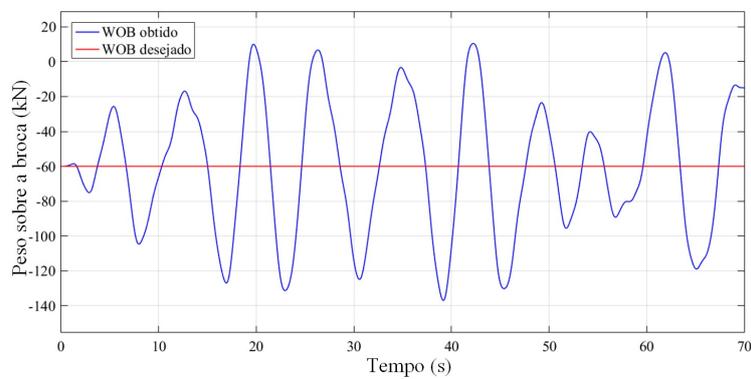


Figura 6.16: Variação do WOB para um PHC com um distúrbio de onda do mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.

6.3.2 Resposta controladores propostos para uma perturbação de onda do mar

- **Caso 1:**

Para a posição do navio, o desempenho do controlador não linear (linha vermelha) é de 90%, enquanto no caso linear é de 87,7% (linha verde), com uma melhora em relação ao cenário de um PHC sem controle de 43% para o controlador não linear e de 40,7% para o linear e pode ser vista na figura 6.17.

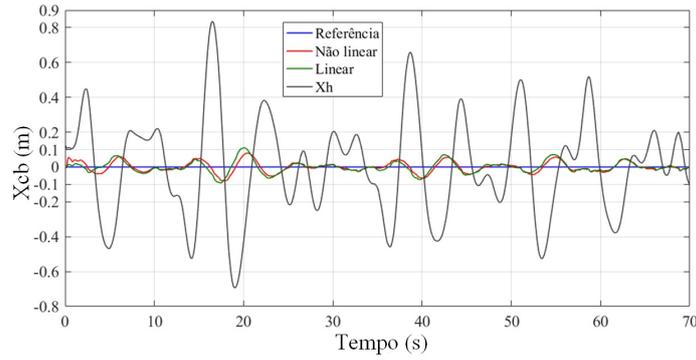


Figura 6.17: Posição do bloco de coroamento para um distúrbio de onda de mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km.

A Figura 6.18 mostra a resposta do sistema para os dois controladores, para uma coluna de 2,7 km e as trajetórias de referência planejadas. Na Figura 6.18d, os sinais de controle mostram mudanças rápidas, oscilações e picos de alta frequência, esses efeitos são causados pelos ganhos relativamente altos dos controladores, que garantem um valor adequado de redução da perturbação de elevação, para minimizar esses efeitos, os ganhos podem ser reduzidos, no entanto, o desempenho será reduzido.

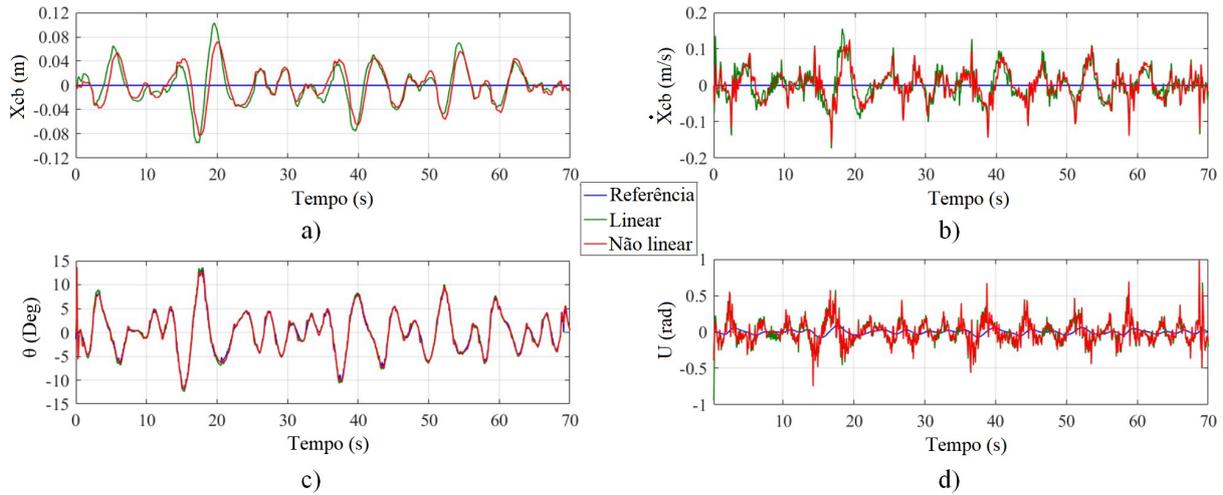


Figura 6.18: Resposta controladores baseados em planicidade para um distúrbio de onda do mar atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km. a) Posição do bloco de coroamento b) Velocidade do bloco de coroamento c) Ângulo de oscilação da bomba d) Sinal de controle.

Na Figura 6.19, o controlador não linear (linha vermelha) exibe melhor desempenho com uma variação máxima do peso sobre a broca de $\pm 24,37$ kN, enquanto o linear (linha verde) possui uma variação máxima de $\pm 28,06$ kN e não apresentaram o problema de instabilidade de contato. À vista disso, o melhor desempenho em relação à variação do WOB foi obtido pelo controlador não linear, é visto principalmente na redução de grandes magnitudes e nas

oscilações rápidas em alta frequência.

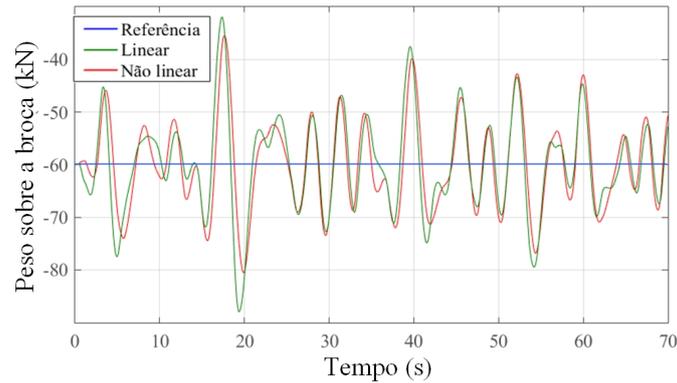


Figura 6.19: Variação do WOB para os dois controladores, atuando no modelo de validação para uma coluna de 2,7 km e um movimento de elevação de onda do mar.

- **Caso 2:**

O desempenho dos controladores é exposto na figura 6.20, para o não linear é de 91,58%, enquanto no caso linear é de 87,42%, com uma melhora em relação ao cenário de um PHC sem controle de 36,98% para o controlador não linear e de 32,82% para o linear.

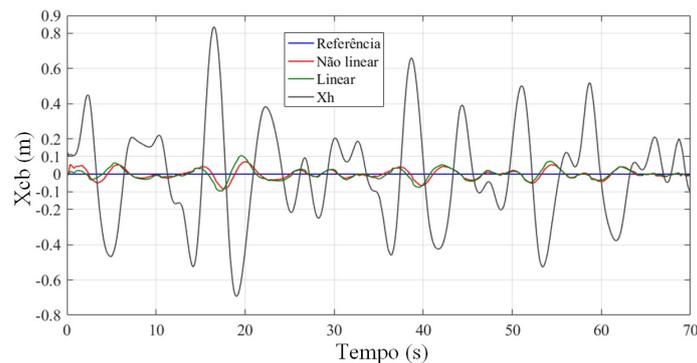


Figura 6.20: Posição do bloco de coroamento para um distúrbio de onda de mar, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km.

A resposta do sistema para os dois controladores numa coluna de 3,712 km é exposta na Figura 6.21. Na Figura 6.21d, acontece o mesmo que na Figura 6.18d, pode ser visto, como os sinais de controle mostram mudanças rápidas, oscilações e picos de alta frequência, esses efeitos são causados pelos ganhos relativamente altos dos controladores, mesmo que foi exposto para o caso 1.

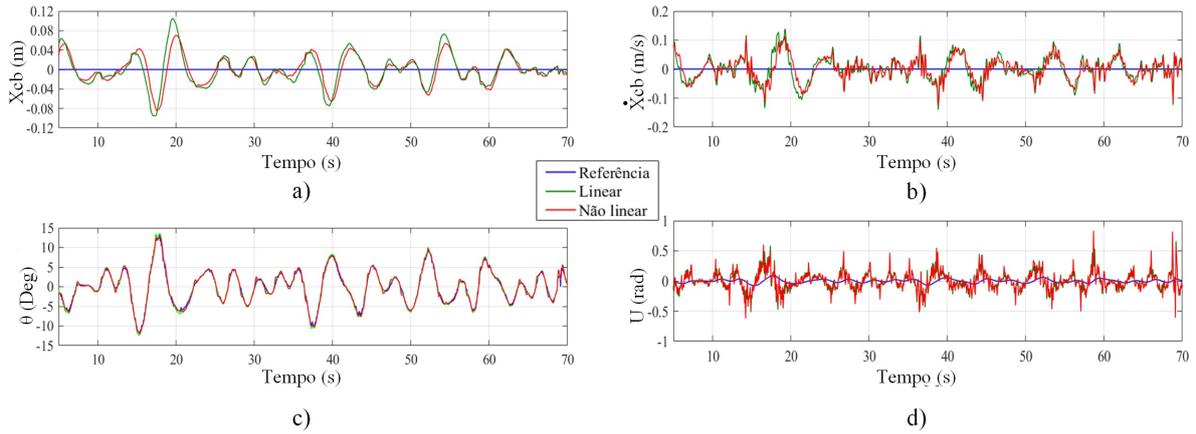


Figura 6.21: Resposta controladores baseados em planicidade para um distúrbio de onda do mar atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km. a) Posição do bloco de coroamento b) Velocidade do bloco de coroamento c) Ângulo de oscilação da bomba d) Sinal de controle.

Na Figura 6.22, o controlador não linear exibe melhor desempenho com uma variação máxima do WOB de $\pm 26,98$ kN, enquanto o linear possui uma variação máxima de $\pm 35,17$ kN e não apresentaram o problema de instabilidade de contato. Neste caso, os dois controladores exibem um desempenho similar, a principal diferença apresenta-se na redução de grandes magnitudes, onde o controlador não linear tem uma menor variação do WOB.

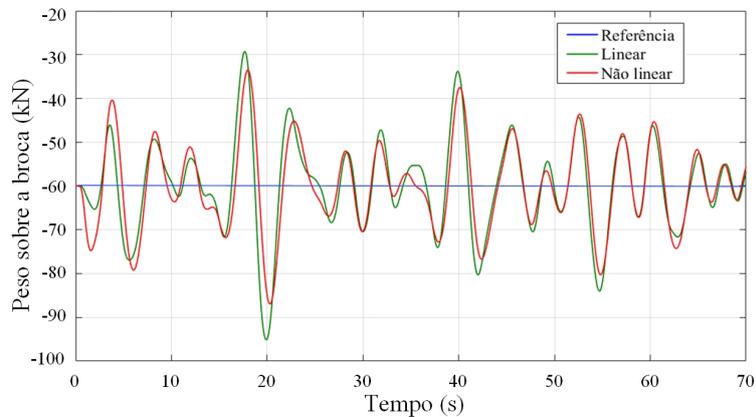


Figura 6.22: Variação WOB para os dois controladores baseados na teoria de planicidade diferencial, atuando no modelo de validação para uma coluna de 3,712 km e um movimento de elevação de onda do mar.

6.4 ANÁLISE DE RESULTADOS

Nesta seção são discutidos e analisados os resultados obtidas nas seções 6.2 e 6.3. Para uma análise mais precisa dos dados, foram divididos em duas seções: distúrbio sinusoidal e distúrbio de onda do mar.

6.4.1 Análise dos resultados para um distúrbio sinusoidal

No caso de um distúrbio de *heave* senoidal, foram obtidos os resultados para o PHC sem controlador e para os controladores linear e não linear para dois casos de configuração de coluna de perfuração (2,7 km e 3,712 km), em uma formação macia (500 kN). Os principais resultados numéricos são apresentados na Tabela 6.3, permitindo analisar o comportamento dos controladores.

Tabela 6.3: Resultados do sistema de perfuração *offshore* em presença de um distúrbio sinusoidal.

Controlador	Caso 1: 2,7 km		Caso 2: 3,712 km	
	At_{mh} (%)	ΔWOB (kN)	At_{mh} (%)	ΔWOB (kN)
PHC	56	57	37,5	72,5
Controlador linear	91,8	12,83	91,21	10,5
Controlador nao linear	92,3	10,01	91,81	9,93

O melhor resultado de atenuação logrado para a perturbação sinusoidal foi de 92,3% para o controlador não linear e 91,8% para o linear, no caso de uma coluna de 2,7 km, ambos valores aceitáveis e superiores ao valor mínimo desejado de 85%.

Os resultados atingidos estão dentro da faixa esperada para este experimento, próximos aos encontrados na literatura, por exemplo, em [40], obteve-se uma atenuação de 93,25% usando um AHC, para um sistema de massa suspensa simples, ao qual foi aplicada uma perturbação gerada por duas funções harmônicas de características semelhantes à perturbação sinusoidal aqui apresentada; em [65], são realizados testes para diferentes controladores de um HHC implementado num sistema de perfuração representado por um modelo de massa concentrado sem a dinâmica do atuador, afetado por uma perturbação sinusoidal da amplitude 1 e frequência 1 rad/s, usando um controle CRONE, com uma atenuação de 92,5% para um controle *feedback*, de 94,7% para um *feedforward* linear, de 95,7% para um *feedforward* não linear e de 99,3% para um *feedforward* não linear em conjunto com um *feedback*. A principal causa para não ter uma porcentagem de atenuação mais perto de 100% é o erro inerente devido ao uso dos modelos reduzidos no projeto dos controladores, visto a necessidade de reduzir a complexidade dos cálculos.

Em relação à variação do WOB, neste caso, os melhores resultados foram de 9,93 kN para o controlador não linear e 10,5 kN para o linear, presentes no caso 2. Os resultados podem ser comparados com o resultado de [11] que, nas mesmas condições de amplitude e frequência da perturbação, para uma formação suave usando um PHC, obteve-se um resultado de 37 kN. Também, em [32] para um sistema de perfuração muito semelhante ao apresentado neste estudo, a variação do WOB foi de 10 kN usando um HHC e em alternativa, aplicando o conceito de impedância adicionada ao AHC, o HHC alcançou uma variação inferior a 2 kN. Em relação a [65], os testes realizados com os diferentes controladores apresentaram os seguintes resultados de ΔWOB : ± 35 kN para um controle *feedback*, de ± 23 kN para um *feedforward* linear, de ± 16 kN para um *feedforward* não linear e de ± 4 kN para um *feedforward* não linear em conjunto com um *feedback*. Conclui-se que a variação do WOB está totalmente dentro dos limites esperados, com resultados muito bons ao mesmo nível que os apresentados na literatura e evitando sempre o problema de instabilidade do contato.

O desempenho dos controladores pode ser superior, para isso é suficiente aumentar os ganhos do controlador no polinômio de Hurwitz presente na lei de controle, mas isso se refletirá no desgaste excessivo do atuador que realmente tem mais prejuízo do que ganho, devido a que a porcentagem de melhoria na atenuação é mínima e o aumento no trabalho do atuador é bastante considerável.

6.4.2 Análise dos resultados para um distúrbio de onda do mar

Na tabela 6.4 são exibidos os resultados quantitativos para o cenário de um distúrbio de *heave* de onda do mar, usando o PHC sem controlador e os controladores linear e não linear para dois casos de configuração de coluna de perfuração (2,7 km e 3,712 km), em uma formação macia (500 kN).

Tabela 6.4: Resultados do sistema de perfuração *offshore* em presença de um distúrbio de onda do mar.

Controlador	Caso 1: 2,7 km		Caso 2: 3,712 km	
	At_{mh} (%)	ΔWOB (kN)	At_{mh} (%)	ΔWOB (kN)
PHC	47	106,67	54,6	77,5
Controlador linear	87,7	28,06	87,42	35,17
Controlador nao linear	90	24,37	91,58	26,98

Nesse caso, a melhor porcentagem de atenuação para o controlador não linear foi de 91,58%, no caso de uma coluna de 3,712 km e por outro lado, para o linear foi de 87,7% no caso de uma coluna de 2,7 km. Um bom desempenho foi obtido em relação a outros trabalhos para esse mesmo distúrbio, em [72] para um sistema SAHC composto por um cilindro, um acumulador, uma servoválvula e uma massa suspensa, atingindo uma atenuação de 75%. Em [71] o desempenho foi de 83,17%, em um sistema de compensação passiva de *heave* com acumulador, proposto de acordo com os requisitos de um sistema de mineração polimetálica de 6000 m de profundidade. Em [40] para um AHC implementado em um sistema de massa suspensa, é obtida uma atenuação de 85,4%. Em [65], foram realizados testes para diferentes controladores implementados em um sistema de perfuração com HHC representado por um modelo de massa concentrada sem a dinâmica do atuador, usando um controle CRONE e sendo afetado pela mesma perturbação de onda de mar, expondo uma atenuação de 95,2% para um controle *feedback*, de 94,8% para um *feedforward* linear, de 95,4% para um *feedforward* não linear e de 99,4% para um *feedforward* não linear em conjunto com um *feedback*

Da mesma forma, é visível que o controlador não linear tem um melhor desempenho na atenuação e na redução da variação do WOB, o melhor resultado para o controlador não linear foi de 24,37 kN e de 28,06 kN para o linear. Pode ser visto como o controlador não linear apresenta um sinal de controle mais suave com menos oscilações em altas frequências, que permitem ter menos desgaste do atuador, no caso do controlador linear esses efeitos negativos podem ser apresentados por conta das linearizações que diminuem sua precisão. Os resultados estão dentro do esperado, com um resultado médio em relação à literatura, por exemplo, comparando com os resultados de [65], para o mesmo distúrbio os resultados de ΔWOB são os seguintes: ± 51 kN para um

controle *feedback*, de ± 35 kN para um *feedforward* linear, de ± 31 kN para um *feedforward* não linear e de ± 5 kN para um *feedforward* não linear em conjunto com um *feedback*.

Com este tipo de distúrbio mais próximo da realidade, fica claro o quão limitado é um sistema que utiliza apenas um PHC, pois possui baixo percentual de atenuação e apresenta grandes problemas de instabilidade de contato com a formação, perdendo várias vezes o contato da broca com a formação. Uma solução para esse problema que melhoraria o desempenho do PHC seria usar um sistema passivo de maior volume, com aumento que pode ir de 10% a mais de 100% do volume original. [17], mas que, ao mesmo tempo levaria a um custo econômico mais alto, necessidade de mais espaço e aumento de peso no navio, pelo qual, simplesmente o mais conveniente é adicionaria um sistema ativo que não deveria ser necessariamente muito grande, para obter um HHC.

Em geral, os controladores projetados têm um resultado adequado, já que, neste caso as diferentes frequências e amplitudes das ondas dificultam a tarefa de controle, no entanto, ambos os controladores têm uma porcentagem de atenuação maior que o esperado (85%) e em nenhum momento apresentam o problema de instabilidade de contato.

Capítulo 7

CONCLUSÕES

Nesta dissertação, apresentou-se uma abordagem de controle baseada em planicidade diferencial para compensadores híbridos de *heave*, com a finalidade de reduzir o movimento indesejado de *heave* transmitido do navio para o sistema de perfuração e conseqüentemente diminuir a variação de peso sobre a broca.

Gerou-se um modelo de validação de 11° ordem que inclui a dinâmica da coluna, do atuador e a dinâmica não linear das partes passiva e ativa do compensador. Mostrou-se como linearizar e reduzir a ordem do sistema, para obter dois modelos reduzidos, linear e não linear de 4ª ordem, e um modelo linear de 11° ordem, a fim de desenvolver dois controladores para o sistema de perfuração *offshore*.

Identificou-se mediante resposta em frequência que o comportamento do modelo reduzido linear não era idêntico ao do modelo linear para todos os tipos de formação, funcionando adequadamente para uma formação macia com um pequeno valor de rigidez, mas com operação inadequada para formações duras e extra duras, com grandes valores de rigidez. Devido a esta situação, optou-se por usar os modelos reduzidos com uma formação macia que representam de maneira aceitável o comportamento do sistema.

Projetaram-se dois controladores, um linear e outro não linear, mediante a abordagem de planicidade diferencial, usando dois modelos reduzidos que incluíram a dinâmica da coluna, do PHC e do AHC no projeto dos controladores para permitir mitigar as perturbações de *heave*.

Os controladores foram testados em dois casos, para uma coluna de 2,7 km e outra de 3,7 km, com rigidez macia da formação e para dois tipos de perturbações, uma sinusoidal e outra que representa o movimento do mar num estado 4. O PHC apresentou um baixo porcentual de atenuação do distúrbio de *heave*, entre 37,5 e 56%, nos dois casos de perturbação trabalhados e não garantiu o contato entre a broca e a formação, não obstante, os dois controladores aprimoraram o resultado, o controlador linear com uma atenuação entre 87,42 e 91,8% e o não linear com uma atenuação entre 90 e 92,3%. Em relação à variação do peso sobre a carga, os dois controladores conseguiram sempre manter a broca em contato com a formação, o controlador não linear teve os melhores valores com uma ΔWOB na faixa de 9,93 kN até 26,98 kN e para o linear foi de 10,50 kN a 35,17 kN.

Comparando os resultados dos controladores propostos cabe ressaltar que o melhor desempenho foi do controlador não linear, as principais vantagens em comparação com o controlador linear foram: melhor atenuação do distúrbio, menor variação de carga e melhor desempenho em altas frequências. Isso indica que a melhor opção é projetar um controlador não linear com o modelo reduzido mantendo a dinâmica da coluna e os termos não lineares do PHC e AHC.

7.1 TRABALHOS FUTUROS

- Usar técnicas de redução mais exatas que permitam obter modelos reduzidos com maior precisão e que sejam aceitáveis para qualquer tipo de formação, como pode ser a técnica de redução modal [65] e [73] utilizada em estudos similares. Por exemplo, nesta modelagem, a coluna de perfuração foi dividida apenas em duas seções para dois casos de 2,7 km e 3,712 km, onde apenas os dois primeiros modos de vibração são considerados, sugere-se dividir a coluna em mais seções e comprimentos diferentes, a fim de obter um modelo mais realista, com mais modos de vibração [17].
- Adicionar um segundo mecanismo que complemente a estratégia de controle baseada na teoria de planicidade diferencial para melhorar a performance do HHC, sugerem-se diferentes tipos de filtros ou sistemas de controle, como pode ser o filtro de Kalman [40], [41] ou uma estratégia *feedback-feedforward* [14].
- Testar diferentes tipos de atuadores para o sistema ativo, tais como cilindros diferenciais controlados por válvula ou bomba, analisar as vantagens e desvantagens para sua aplicação num HHC.
- Estudar diferentes técnicas de controle utilizadas na redução do movimento de *heave* em plataformas de perfuração *offshore* e analisar as vantagens e desvantagens para sua aplicação num HHC.

7.2 PUBLICAÇÕES

O trabalho desenvolvido durante o mestrado permitiu a publicação do seguinte artigo aceito para apresentação oral em congresso:

GONZALEZ, A. F.; CUELLAR, W. H.; LIMAVERDE FILHO, J. O. A.; FORTALEZA, E. L. F. *Flatness Based Control of a Hybrid Heave Compensator*. In: 25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2019), Uberlândia, Minas Gerais, Brasil. 2019.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] THOMAS, J. E. et al. Fundamentos de engenharia de petróleo. ed. *Interciência, Rio de Janeiro, Petrobrás*, 2001.
- [2] VASSILIOU, M. S. *Historical dictionary of the petroleum industry*. [S.l.]: Rowman & Littlefield, 2018.
- [3] PETROBRAS. *Pré-sal: Exploração e Produção de Petróleo*.
Url<http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-atuacao/exploracao-e-producao-de-petroleo-e-gas/pre-sal/>. Acesso em: 08/01/2020.
- [4] ANP. *Anuário Estatístico Brasileiro do Petróleo, gás natural e biocombustíveis 2019*.
Url<http://www.anp.gov.br/publicacoes/anuario-estatistico/5237-anuario-estatistico-2019>. Tabela 2.9 Produção de petróleo, por localização, Acesso em: 17/01/2020.
- [5] SUBRATA, K. C.; CLIKRABARTI, S. Handbook of offshore engineering. *Vol I: Amsterdam: Elsevier Ocean Engineering Series*, 2005.
- [6] FILHO, E. T. A.; PERESTRELO, M.; MOLINA-PALMA, M. A. As descobertas do pré-sal e os desafios competitivos da indústria brasileira do setor de petróleo e gás: uma abordagem prospectiva. *Cidades, Comunidades e Territórios*, DINÂMIA 'CET-IUL, Centro de Estudos sobre a Mudança Socioeconômica e o Território, n. 31, p. 85–98, 2015.
- [7] TANNURI, E. A. *Sistemas de Posicionamento Dinâmico: projeto, análise e novos desenvolvimentos*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2009.
- [8] ALBRECHT, C. H. Algoritmos evolutivos aplicados à síntese e otimização de sistemas de ancoragem. *Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brazil: Tese de Doutorado–Programa de Pós Graduação de Engenharia em Ciências Oceânica-Universidade Federal do Rio de Janeiro*, 2005.
- [9] KORDE, U. A. Active heave compensation on drill-ships in irregular waves. *Ocean engineering*, Elsevier, v. 25, n. 7, p. 541–561, 1998.
- [10] WOODACRE, J.; BAUER, R.; IRANI, R. A review of vertical motion heave compensation systems. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 104, p. 140–154, 2015.
- [11] HATLESKOG, J. T.; DUNNIGAN, M. W. Passive compensator load variation for deep-water drilling. *IEEE journal of Oceanic engineering*, IEEE, v. 32, n. 3, p. 593–602, 2007.

- [12] STEVENSON, W. D. *Heave compensating devices for marine use*. [S.l.]: Google Patents, mar. 30 1976. US Patent 3,946,559.
- [13] ORLOWSKI, R. T. C. Dispositivo com rigidez não-linear na instalação de módulos submarinos em águas profundas. *Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ*, 2007.
- [14] HATLESKOG, J.; DUNNIGAN, M. Active heave crown compensation sub-system. In: IEEE. *OCEANS 2007-Europe*. [S.l.], 2007. p. 1–6.
- [15] BARR, A. et al. A stochastic model for an active over passive motion compensator for offshore drilling operations. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*. [S.l.], 2015.
- [16] BAUER, W. *Hydropneumatic suspension systems*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2010.
- [17] SANCHEZ, W. H. C. et al. Passive and semi-active heave compensator: Project design methodology and control strategies. *PloS one*, Public Library of Science, v. 12, n. 8, 2017.
- [18] GUGLIELMINO, E. et al. *Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2008.
- [19] SYMANS, M. D.; CONSTANTINOU, M. C. Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art review. *Engineering structures*, Elsevier, v. 21, n. 6, p. 469–487, 1999.
- [20] HAO, J. et al. Research on new drill string heave compensation system for floating drilling platform. In: IEEE. *Proceedings of 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics*. [S.l.], 2011. p. 791–795.
- [21] HERDZIK, J. Utilization of an active and/or passive heave compensation in the equipment of dynamic positioning vessels. *Journal of KONES*, v. 21, 2014.
- [22] VIGEANT, S. P. et al. Deepwater driven advancements in well control equipment and systems. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *IADC/SPE drilling conference*. [S.l.], 1998.
- [23] LAIK, S. *Offshore Petroleum Drilling and Production*. [S.l.]: CRC Press, 2018.
- [24] NIKIFORUK, K. J. *Deadline compensator*. [S.l.]: Google Patents, abr. 2 2019. US Patent 10,246,950.
- [25] FANG, H.; DUAN, M. *Offshore operation facilities: equipment and Procedures*. [S.l.]: Gulf Professional Publishing, 2014.
- [26] QUAN, Z.; QUAN, L.; ZHANG, J. Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 35, p. 336–346, 2014.
- [27] BERBUER, J. Servo drives with primary displacement control. *Doctor dissertation, RWTH Aachen, Germany*, 1988.

- [28] GRABELL, J.; IVANTYSYNOVA, M. An investigation of swash plate control concepts for displacement controlled actuators. *International journal of fluid power*, Taylor & Francis, v. 6, n. 2, p. 19–36, 2005.
- [29] HAHMANN, W. The dynamic behavior of hydrostatic drives with servo pump and its use in control circuits. *Doctor dissertation, RWTH Aachen, Germany*, 1973.
- [30] SPROCKHOFF, V. Research on the system performance of servo pump controlled cylinder. *RWTH Aachen, PhD Thesis*, 1979.
- [31] AZEVEDO, G. J. R. d. et al. Projeto e construção de uma bomba de pistões axiais tipo swashplate de vazão variável. Universidade Estadual Paulista (UNESP), 2009.
- [32] HATLESKOG, J. T.; DUNNIGAN, M. W. An impedance approach to reduce the contact-instability whilst drilling with active heave compensation. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 49, p. 25–32, 2012.
- [33] OTTESTAD, M.; HÅLAND, K.; HANSEN, M. A model based approach to design of passive and active heave compensation of crown mounted drilling equipment. In: *Proc. 29th IASTED Intl. Conf. Modeling, Identification and Control. Innsbruck, Austria*. [S.l.: s.n.], 2010.
- [34] HAAO, J. et al. The effect of friction in passive and active heave compensation of crown block mounted compensators. In: *Proceedings of the 2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production, Trondheim Norway*. [S.l.: s.n.], 2012.
- [35] HUANG, L. et al. Semi-active drilling drawworks heave compensation system. *Petroleum Exploration and Development*, Elsevier, v. 40, n. 5, p. 665–670, 2013.
- [36] WADA, R. et al. Longitudinal natural vibration of ultra-long drill string during offshore drilling. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 156, p. 1–13, 2018.
- [37] GHASEMLOONIA, A.; RIDEOUT, D. G.; BUTT, S. D. A review of drillstring vibration modeling and suppression methods. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, Elsevier, v. 131, p. 150–164, 2015.
- [38] JAKUBOWSKI, A.; MILECKI, A. The investigations of hydraulic heave compensation system. In: SPRINGER. *Conference on Automation*. [S.l.], 2018. p. 380–391.
- [39] LI, S. et al. Nonlinear robust prediction control of hybrid active–passive heave compensator with extended disturbance observer. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, IEEE, v. 64, n. 8, p. 6684–6694, 2017.
- [40] LINHARES, T. M. et al. Active heave compensator using kalman filter-based disturbance estimator. In: *XXI Congresso Brasileiro de Automática (CBA 2016), Vitória/ES*. [S.l.: s.n.], 2016.
- [41] CUELLAR, W. H. et al. Robust control for heave compensator with the use of kalman filter-based disturbances estimator. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

DIGITAL COLLECTION. *ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. [S.l.], 2017.

- [42] SALDIVAR, B. et al. Flatness-based control of torsional-axial coupled drilling vibrations. In: *19th World Congress of the International Federation of Automatic Control, Cape Town, South Africa*. [S.l.: s.n.], 2014. p. 7324–7329.
- [43] DO, K. D.; PAN, J. Nonlinear control of an active heave compensation system. *Ocean engineering*, Elsevier, v. 35, n. 5-6, p. 558–571, 2008.
- [44] FLIESS, M. et al. Sur lessystèmesnon linéaires différentiellement plats. *CR Acad. Sci. Paris*, p. 619, 1992.
- [45] ROUCHON, P. et al. Flatness, motion planning and trailer systems. In: IEEE. *Proceedings of 32nd IEEE Conference on Decision and Control*. [S.l.], 1993. p. 2700–2705.
- [46] FLIESS, M. et al. A lie-backlund approach to equivalence and flatness of nonlinear systems. *IEEE Transactions on automatic control*, IEEE, v. 44, n. 5, p. 922–937, 1999.
- [47] RIGATOS, G. G. *Nonlinear control and filtering using differential flatness approaches: applications to electromechanical systems*. [S.l.]: Springer, 2015.
- [48] SIRA-RAMIREZ, H.; AGRAWAL, S. K. *Differentially flat systems*. [S.l.]: Crc Press, 2004.
- [49] THOUNTHONG, P. et al. Modeling and control of fuel cell/supercapacitor hybrid source based on differential flatness control. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, IEEE, v. 59, n. 6, p. 2700–2710, 2010.
- [50] MURRAY, R. M.; RATHINAM, M.; SLUIS, W. Differential flatness of mechanical control systems: A catalog of prototype systems. In: CITESEER. *ASME international mechanical engineering congress and exposition*. [S.l.], 1995.
- [51] MONTEIRO, F. R.; FILHO, J. O. de A. L.; FORTALEZA, E. Modal reduction based tracking control for installation of subsea equipments. *IFAC-PapersOnLine*, Elsevier, v. 48, n. 6, p. 15–20, 2015.
- [52] SAGERT, C. et al. Backstepping and flatness approaches for stabilization of the stick-slip phenomenon for drilling. *IFAC Proceedings Volumes*, Elsevier, v. 46, n. 2, p. 779–784, 2013.
- [53] ROTHFUSS, R.; RUDOLPH, J.; ZEITZ, M. Flatness based control of a nonlinear chemical reactor model. *Automatica*, Elsevier, v. 32, n. 10, p. 1433–1439, 1996.
- [54] PETIT, N. et al. Control of an industrial polymerization reactor using flatness. *Journal of Process Control*, Elsevier, v. 12, n. 5, p. 659–665, 2002.
- [55] DOMINIC, S. et al. Plc-based real-time realization of flatness-based feedforward control for industrial compression systems. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, IEEE, v. 64, n. 2, p. 1323–1331, 2016.

- [56] LEVINE, J. *Analysis and control of nonlinear systems: A flatness-based approach*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2009.
- [57] MARTIN, P.; MURRAY, R.; ROUCHON, P. Flatness based design. *CONTROL SYSTEMS, ROBOTICS AND AUTOMATION—Volume XIII: Nonlinear, Distributed, and Time Delay Systems-II*, EOLSS Publications, p. 65, 2009.
- [58] SIRA-RAMIREZ, H.; AGRAWAL, S. K. *Differentially flat systems*. [S.l.]: Crc Press, 2018.
- [59] SILVERMAN, L. M.; MEADOWS, H. Controllability and observability in time-variable linear systems. *SIAM Journal on Control*, SIAM, v. 5, n. 1, p. 64–73, 1967.
- [60] FLIESS, M. et al. On differentially flat nonlinear systems. In: *Nonlinear Control Systems Design 1992*. [S.l.]: Elsevier, 1993. p. 159–163.
- [61] HATLESKOG, J.; DUNNIGAN, M. Heave compensation simulation for non-contact operations in deep water. In: IEEE. *OCEANS 2006*. [S.l.], 2006. p. 1–6.
- [62] MOREAU, X.; ALTET, O.; OUSTALOUP, A. The crone suspension: Management of the dilemma comfort-road holding. *Nonlinear Dynamics*, Springer, v. 38, n. 1-4, p. 461–484, 2004.
- [63] SÁNCHEZ, W. H. C.; NETO, A. B.; FORTALEZA, E. L. F. Effects of nonlinear friction of passive heave compensator on drilling operation part i: Modeling and analysis. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 213, p. 107743, 2020.
- [64] SHCHERBAKOV, M. V. et al. A survey of forecast error measures. *World Applied Sciences Journal*, Citeseer, v. 24, n. 24, p. 171–176, 2013.
- [65] CUELLAR, W. H. Controle híbrido para um compensador de heave de uma coluna de perfuração. *Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF*, 2019.
- [66] PARK, S.; LEE, J.; KIM, J. Robust control of the pressure in a control-cylinder with direct drive valve for the variable displacement axial piston pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 223, n. 4, p. 455–465, 2009.
- [67] OGATA, K.; YANG, Y. *Modern control engineering*. [S.l.]: Prentice hall Upper Saddle River, NJ, 2010.
- [68] AALERUD, A.; KLEVMO, T. *Implementation of Active Control Design for Crown Mounted Compensator to Improve Drilling Performance*. Dissertação (Mestrado) — University of Agder, Kristiansand, 2013.
- [69] LEIVA, H. Exact controllability of semilinear evolution equation and applications. *International Journal of Systems, Control and Communications*, Inderscience Publishers, v. 1, n. 1, p. 1–12, 2008.

- [70] INOUE, T. et al. Considerations on of drillpipe dynamics with actual drilling data. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE Europec/EAGE Annual Conference*. [S.l.], 2012.
- [71] NI, J. et al. The simulation research on passive heave compensation system for deep sea mining. In: IEEE. *2009 International Conference on Mechatronics and Automation*. [S.l.], 2009. p. 5111–5116.
- [72] CUELLAR, W. H.; FORTALEZA, E. Compact hydropneumatic heave compensator. *IFAC-PapersOnLine*, Elsevier, v. 48, n. 6, p. 189–193, 2015.
- [73] FORTALEZA, E. *Active control applied to offshore structures: positioning and attenuation of vortex induced vibrations*. Tese (Doutorado), 2009.