

PAULO SERGIO DE CARVALHO CHAGAS

**PROPOSTA DE MODELAGEM, SIMULAÇÃO E
DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS DE
CONTROLE PARA UMA INSTALAÇÃO
PROPULSORA TIPO C.O.D.O.G**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da USP para obtenção
do Título de Mestre em Engenharia

FD-475

São Paulo, 1983

A ENOI

minha mãe.

AGRADECIMENTOS

- À MARINHA DO BRASIL pela oportunidade que me concedeu para revisão e atualização de meus conhecimentos e a honra de obter o título de Mestre em Engenharia Naval.
- Ao meu orientador Prof. Dr. HERNANI LUIZ BRINATI pela efetiva orientação.
- Ao C.Alte. (EN) ELCIO DE SÁ FREITAS pela orientação no início deste trabalho.
- Ao Engenheiro HÉLIO MITIO MORISHITA pela inestimável colaboração em todo o trabalho e, principalmente, na elaboração do programa básico de simulação com diesel (REMULFO).
- Ao Sr. FRANCISCO GOMES DA SILVA pelo excelente trabalho de datilografia.
- Ao DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA NAVAL pedindo desculpas pelo excesso gasto em créditos de processamento.
- Ao Prof. EDMIR MATSON, do Departamento de Dentística da USP, pelos créditos extras de computador gentilmente cedidos, que muito contribuíram para a conclusão deste trabalho.
- Aos CMG CARLOS RODRIGUES PEREIRA BELCHIOR e CF (EN) JORGE PINHEIRO DA COSTA VEIGA pelo apoio prestado e confiança em mim depositada.
- À minha esposa SOLANGE e filhas ADRIANA, PAULA e JULIANA pela compreensão durante as inúmeras horas em que não pude assistilas convenientemente, nestes dois anos.

SUMÁRIO

Este trabalho descreve estudo realizado para modelagem, simulação dinâmica e determinação de parâmetros de controle para uma instalação propulsora combinada, motor diesel ou turbina gás, de um navio do tipo Fragata dotado de hélice de passo controlável.

Inicialmente são analisados e selecionados modelos matemáticos para os componentes do sistema. Com as equações do movimento e do sistema de controle básico proposto obtem-se o modelo integrado do sistema; desenvolve-se dois programas de simulação para computador digital: um com Diesel e outro com Turbina.

Visando-se a rapidez de resposta do sistema são determinados os valores de alguns parâmetros de controle pela simulação de manobras de aceleração e parada brusca. Cada parâmetro é variado mantendo-se os demais constantes sendo a análise feita por comparação entre os índices de desempenho (ID).

Tentando-se obter um projeto de fácil construção é procurada uma uniformização de parâmetros para todas as manobras e modos de operação.

Finalmente é analisada a influência de condições de casco, mar e deslocamento do navio sobre o desempenho do sistema de controle proposto. As principais conclusões são apontadas.

ABSTRACT

This work describes the study made for modelling . dynamic simulation and control parameters determination for a CODOG propulsion train from a Frigate with controllable pitch propeller.

First of all the system components mathematical models are analysed and selected. With the movement equations and the basic control system proposal we get the system integrated model; two programs for digital computer are developed: one for Diesel and the other for gas turbine.

Bearing in mind the system quick response some control parameters are determined by simulation of crash stop and slam acceleration manoeuvres. Each parameter is changed keeping the others constants, the analysis is made by comparison of performance indexes (PI).

Trying to get a easy-made design the uniformization of parametres is searched for all manoeuvres and mode of operation.

Finally, is analysed the influence of botton cleanness, sea condiction and ship displacement on the performance of the control system proposed. Main conclusions are pointed out.

ÍNDICE

1.0	INTRODUÇÃO.....	1.1
1.1	Descrição do Problema.....	1.1
1.2	Revisão Bibliográfica.....	1.6
1.3	Objetivo do Trabalho.....	1.9
2.0	DESCRIÇÃO DO SISTEMA.....	2.1
2.1	Tipo do Navio e Sua Missão.....	2.1
2.2	Instalação Propulsora.....	2.2
2.3	Dados Genéricos.....	2.3
2.3.1	Casco.....	2.3
2.3.2	Hélice e eixo.....	2.3
2.3.3	Engrenagem redutora.....	2.4
2.3.4	Motor diesel.....	2.5
2.3.5	Acoplamento fluido.....	2.5
2.3.6	Turbina a gás.....	2.6
3.0	MODELAGEM.....	3.1
3.1	Equações do Movimento.....	3.1
3.2	Pesquisa, Análise e Seleção dos Modelos Dinâmicos.....	3.3
3.2.1	Casco.....	3.3
3.2.2	Integração casco-hélice.....	3.3
3.2.3	Propulsor.....	3.5
3.2.4	Atuador do passo.....	3.8
3.2.5	Motor diesel e acoplamento.....	3.12
3.2.6	Turbina e embreagem.....	3.27
3.2.7	Redutor e linha de eixo.....	3.35
3.2.8	Sistema de controle.....	3.37
3.2.9	Modelo integrado do sistema.....	3.49
3.2.9.1	Operação com motor diesel.....	3.49
3.2.9.2	Operação com turbina.....	3.51
4.0	SIMULAÇÃO.....	4.1
4.1	Definição das Manobras Padrão.....	4.2
4.2	Simulação das Manobras Padrão (sem controle)....	4.3
4.2.1	Análise dos resultados obtidos nas manobras padrão.....	4.8
4.2.2	Ações de controle necessárias.....	4.10
4.2.3	Conclusões sobre ações de controle e critérios de julgamento.....	4.12

5.0	PROPOSTA DE SISTEMAS DE CONTROLE.....	5.1
5.1	Estabelecimento dos Programas de Controle.....	5.1
5.2	Ações de Controle Preliminares.....	5.7
5.2.1	Ações de controle preliminares para o die sel.....	5.7
5.2.2	Ações de controle preliminares para a tur bina.....	5.9
5.3	Determinação dos Parâmetros GANHO e SATURAÇÃO do Controlador do Hélice Para o Diesel.....	5.13
5.4	Determinação da Razão de Variação do Passo Para Turbina.....	5.38
5.5	Análise dos Parâmetros de Combustível da Turbina	5.43
5.5.1	Variação de SFR na manobra AV e twf_1 na manobra AR.....	5.42
5.5.2	Variação de PA nas manobras a vante e a ré.....	5.44
5.5.3	Variação de WFIT e WFR.....	5.47
5.6	Diminuição do tpd no Controle da Turbina (AV) e PDMAR (Uniformização de Parâmetros Diesel e Tur- bina).....	5.50
6.0	INFLUÊNCIA DE CONDIÇÕES DE CASCO SOBRE O DESEMPENHO DO CONTROLE.....	6.1
6.1	Condições de Serviço.....	6.1
6.2	Condição de Prova.....	6.6
7.0	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	7.1
8.0	ANEXOS.....	8.1
9.0	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	9.1

LISTA DE FIGURAS

- FIGURA 2.1 Esquema da instalação propulsora (lbordo).
- FIGURA 3.1 Gráfico de correção de t em função de P/D .
- FIGURA 3.2 Diagrama de bloco da modelagem para cálculo de V na simulação
- FIGURA 3.3 Diagrama de bloco do atuador de passo no programa REMULFO.
- FIGURA 3.4 Gráficos da resposta de passo a um degrau de entrada obtidos nas simulações de manobras de aceleração e parada brusca.
- FIGURA 3.5 Modelo do propulsor e atuador (Programa REMULFO).
- FIGURA 3.6 Modelo do propulsor e atuador (Programa XIMULFO).
- FIGURA 3.7 Gráfico de QM versus $\% C$ max no modelo simplificado do diesel.
- FIGURA 3.8 Diagrama de bloco dos componentes do modelo Diesel.
- FIGURA 3.9 Gráfico típico de regulador de motor diesel.
- FIGURA 3.10 Esquema mecânico de regulador típico.
- FIGURA 3.11 Diagrama de bloco do modelo do regulador.
- FIGURA 3.12 Gráfico de desempenho de motor diesel de alta rotação.
- FIGURA 3.13 Gráfico básico para cálculo do escorregamento do acoplamento fluido.
- FIGURA 3.14 Modelo do Diesel.
- FIGURA 3.15 Modelo do acoplamento fluido.
- FIGURA 3.16 Esquema básico da turbina a gás da Rolls Royce.

- FIGURA 3.17 Gráfico típico de torque desenvolvido pela turbina em regime permanente versus rotação para diversos consumos horários de combustível.
- FIGURA 3.18 Diagrama de bloco do atraso de primeira ordem adotado no modelo dinâmico da turbina.
- FIGURA 3.19 Modelo da turbina
- FIGURA 3.20 Diagrama de bloco da modelagem para cálculo de N_h na simulação com diesel (REMULFO).
- FIGURA 3.21 Diagrama de bloco da modelagem para cálculo de N_h na simulação com turbina (XIMULFO).
- FIGURA 3.22 Esquema simplificado do sistema de controle proposto.
- FIGURA 3.23 Diagrama de bloco do controlador típico proposto.
- FIGURA 3.24 Esquema dos controladores de WF, P/D e NR propostos.
- FIGURA 3.25 Esquemas típicos de sinais de controle nas manobras a vante com turbina.
- FIGURA 3.26 Esquemas típicos de sinais de controle nas manobras a ré com turbina.
- FIGURA 3.27 Diagrama de bloco do sistema de controle para operação com motor diesel.
- FIGURA 3.28 Diagrama de bloco do sistema de controle para operação com turbina.
- FIGURA 3.29 Modelo integrado do sistema com controle no programa REMULFO.
- FIGURA 3.30 Modelo integrado do sistema com controle no programa XIMULFO.
- FIGURA 4.1 Esquema do controlador proposto para rotação do diesel.

- FIGURA 4.2 Esquema dos sinais de controle para as manobras padrão no programa XIMULFO.
- FIGURA 5.1 Esquema dos programas de controle a vante.
- FIGURA 5.2 Esquema dos programas de controle a ré.
- FIGURA 5.3 Esquema simplificado dos circuitos necessários para ação de controle de rotação pelo passo (ERRON - VXH).
- FIGURA 5.4 Leis de controle modificadas na manobra AV com turbina.
- FIGURA 5.5 Leis de controle modificadas na manobra AR com turbina.
- FIGURA 5.6 Gráficos de ID versus Kh para manobras AV com diesel.
- FIGURA 5.7 Gráficos de ID versus Kh para manobras AR com diesel.
- FIGURA 5.8 Gráficos de ID versus ERRON para manobras AV com diesel.
- FIGURA 5.9 Gráficos de ID versus ERRON para manobras AR com diesel.
- FIGURA 5.10 Gráficos de ID versus condições iniciais para manobras AV com diesel.
- FIGURA 5.11 Gráficos de ID versus CI para manobras AR com diesel.
- FIGURA 5.12 Gráficos de ID versus VXH para manobras AV com diesel.
- FIGURA 5.13 Gráficos de ID versus VXH para manobras AR com diesel.

- FIGURA 5.14 Gráficos de ID versus Kh para manobras AV com diesel (2º ciclo).
- FIGURA 5.15 Gráficos de ID versus Kh para manobras AR com diesel (2º ciclo)
- FIGURA 5.16 Gráficos de ID versus ERRON para manobras AV com diesel (2º ciclo).
- FIGURA 5.17 Gráficos de ID versus ERRON para manobras AR com diesel (2º ciclo).
- FIGURA 5.18 Gráficos de ID versus VXH para manobras AV com diesel (2º ciclo).
- FIGURA 5.19 Gráficos de ID versus tpd para manobras AV e AR com turbina.
- FIGURA 5.20 Gráfico de ID versus SFR para manobras AV com turbina.
- FIGURA 5.21 Gráfico de ID versus twf₁ para manobras AR com turbina.
- FIGURA 5.22 Gráfico de ID versus PA para manobras AV com turbina.
- FIGURA 5.23 Gráfico de ID versus PA para manobras AR com turbina.
- FIGURA 5.24 Gráfico de ID versus WFIT para manobras AV com turbina.
- FIGURA 5.25 Gráfico de ID versus WFR para manobras AR com turbina.

LISTA DE TABELAS

- TABELA 2.1 Resumo de características dos modos de operação.
- TABELA 3.1 Tabela comparativa das inércias consideradas para turbina e diesel.
- TABELA 4.1 Resumo de resultados de manobras padrão (sem controle) com diesel.
- TABELA 4.2 Resumo dos resultados de manobras padrão (com controle de ND) com diesel.
- TABELA 4.3 Resumo dos resultados de manobras padrão (com controle de WF) com turbina.
- TABELA 4.4 Comparação de potências e rotações das máquinas.
- TABELA 4.5 Resumo dos resultados de manobras padrão com turbina e diesel.
- TABELA 4.6 Índices de desempenho para comparação com as manobras padrão.
- TABELA 5.1 Resumo das manobras iniciais com controle de passo.
- TABELA 5.2 Resumo das manobras com ERRON e VXH iniciais para o diesel.
- TABELA 5.3 Resumo das manobras com leis de controle modificadas para turbina.
- TABELA 5.4 Resumo de resultados de manobras AV com diesel e com variação de Kh.
- TABELA 5.5 Resumo de resultados de manobras AR com diesel e com variação de Kh.
- TABELA 5.6 Resumo dos resultados de manobras AV com diesel e com variação de ERRON.

- TABELA 5.7 Resumo dos resultados de manobras AR com diesel e com variação de ERRON.
- TABELA 5.8 Resumo dos resultados de manobras AV com diesel e com variação de CI.
- TABELA 5.9 Resumo dos resultados de manobras AR com diesel e com variação de CI.
- TABELA 5.10 Resumo dos resultados de manobras AV com diesel e com variação de VXH.
- TABELA 5.11 Resumo dos resultados de manobras AR com diesel e com variação de VXH.
- TABELA 5.12 Resumo dos resultados de manobras AV com diesel e com variação de Kh (2º ciclo).
- TABELA 5.13 Resumo dos resultados de manobras AR com diesel e com variação de Kh (2º ciclo).
- TABELA 5.14 Resumo dos resultados das manobras AV com diesel e com variação de ERRON (2º ciclo).
- TABELA 5.15 Resumo dos resultados das manobras AR com diesel e com variação de ERRON (2º ciclo).
- TABELA 5.16 Resumo dos resultados de manobras AR com diesel e com variação de VXH (2º ciclo).
- TABELA 5.17 Resumo dos resultados das manobras AV com diesel.
- TABELA 5.18 Resumo dos resultados das manobras AR com diesel.
- TABELA 5.19 Resumo dos resultados de manobras AR com P/D mínimo a $r\acute{e} = - 0,589 (-15^{\circ})$.
- TABELA 5.20 Resumo dos resultados obtidos nas manobras AV e AR com turbina e com variação de tpd.
- TABELA 5.21 Resumo dos resultados das manobras com variação de SFR (turbina AV).

- TABELA 5.22 Resumo dos resultados das manobras com variação de twf_1 (turbina AR).
- TABELA 5.23 Resumo dos resultados das manobras com variação de PA (turbina AV).
- TABELA 5.24 Resumo dos resultados das manobras com variação de PA (turbina AR).
- TABELA 5.25 Resumo dos resultados das manobras com variação de WFIT (turbina AV).
- TABELA 5.26 Resumo dos resultados das manobras com variação de WFR (turbina AR).
- TABELA 5.27 Resumo dos resultados das manobras com variação de passo determinada para o diesel (AV e AR).
- TABELA 5.28 Resumo de resultados das manobras com turbina AV e AR.
- TABELA 6.1 Resumo dos resultados das manobras com diesel na condição de serviço.
- TABELA 6.2 Resumo dos resultados das simulações na condição de serviço (manobras AV) com variação do acréscimo de resistência e ERRON.
- TABELA 6.3 Resumo dos resultados das manobras com turbina na condição de serviço.
- TABELA 6.4 Resumo dos resultados das manobras com diesel na condição de prova.
- TABELA 6.5 Resumo dos resultados das manobras com turbina na condição de prova.
- TABELA 7.1 Resumo comparativo das manobras com IDAV nas diversas condições.

- TABELA 7.2 Resumo comparativo das manobras com 2DAV nas diversas condições.
- TABELA 7.3 Resumo comparativo das manobras com 1DAR nas diversas condições.
- TABELA 7.4 Resumo comparativo das manobras com 2DAR nas diversas condições.
- TABELA 7.5 Resumo comparativo das manobras com turbina AV nas diversas condições.
- TABELA 7.6 Resumo comparativo das manobras com turbina AR nas diversas condições.
- TABELA 7.7 Resumo comparativo de tempos e custos de simulação efetuadas no computador Burroughs B6900.

1.0 INTRODUÇÃO

1.1 Descrição do Problema

Com a evolução da construção naval e equipamentos de propulsão acentuou-se a necessidade de esforços dos projetistas no sentido de obter navios com praças de máquinas complexas, mas de condução com maior grau de automação possível.

Uma das tendências atuais, quanto ao arranjo do sistema propulsor, é o emprego de hélices de passo variável e reversível. A possibilidade de se controlar o passo permite um melhor aproveitamento da potência da máquina de acionamento em toda sua faixa de operação. A inversão do sentido de movimentação do navio é feita por atuação no passo do hélice, permitindo-se assim, utilização de máquinas unidirecionais como turbinas a gás. Ganha-se em peso e espaço pela não utilização de caixa de reversão, mas aumenta-se a complexidade do sistema.

Os navios de guerra modernos são projetados para seguir um perfil operacional que apresenta uma grande variação entre a velocidade de cruzeiro e a de ataque. As potências envolvidas são tão diferentes, que é prática atual utilizar-se uma máquina para cruzeiro e outra para ataque.

A turbina a gás em virtude de sua baixa razão peso/potência, sua rapidez de atendimento e seu atual desenvolvimento de índice de confiabilidade é o tipo de máquina de ataque mais empregado em navios de projeto recente.

A máquina de cruzeiro deve apresentar bom desempe-

nho com consumo relativamente baixo em virtude de sua maior taxa de utilização e a atual crise mundial de combustíveis. Motores diesel de alta rotação ou turbinas a gás de menor porte preenchem estes requisitos.

A operação do navio pode ser feita selecionando-se a máquina de cruzeiro e/ou a de ataque, surgindo em consequência instalações propulsoras combinadas dos seguintes tipos:

C.O.G.A.G. - "combined gas and gas"

C.O.D.A.G. - "combined diesel and gas"

C.O.G.O.G. - "combined gas or gas"

C.O.D.O.G. - "combined diesel or gas".

A condução de um navio de hélice de passo controlável, acionado por motor diesel e/ou turbina a gás, é efetuada atuando-se sobre o passo do hélice e sobre o comando de injeção de combustível.

A forma de variação dos dois parâmetros da condução pode, no entanto, reduzir a eficiência do sistema de propulsão em regime permanente ou danificar componentes da instalação propulsora, por acarretar esforços transientes excessivos durante os períodos de manobra.

Para se tentar evitar os problemas, que poderiam ocorrer se a condução do navio fosse manual, recorre-se à automação, pois ela é capaz de supervisionar e controlar a operação de sistemas complexos que, normalmente, seria difícil e vulnerável se dependesse só de elementos humanos.

O emprego de automação, entretanto, necessita do perfeito conhecimento do comportamento do sistema a ser contro-

lado em regime permanente e transiente, para definir com precisão as funções do controle automático e as leis de controle a ele associadas.

O regime permanente pode ser analisado por programas de integração casco-máquina-hélice. São usadas as curvas de ensaios de resistência do casco obtidas em tanques de provas, as curvas de desempenho da máquina de acionamento obtidas dos fabricantes e as curvas características do hélice obtidas dos ensaios de auto propulsão e de água aberta.

Como resultado obtém-se uma tabela de valores em regime permanente relacionando a velocidade do navio com a razão passo/diâmetro do hélice, a rotação do eixo e o valor da injeção de combustível.

Partindo-se destes resultados, pode-se determinar uma tabela de valores de referência para condução do navio. Normalmente, estes valores devem ser obtidos de modo a satisfazer o critério de menor consumo de combustível ou, no caso de navios de guerra, o de menor ruído.

A análise em regime transitório se baseia na simulação dinâmica do desempenho da instalação propulsora em computador digital ou analógico, ou híbrido. Nesta simulação são resolvidas as equações do movimento do sistema, utilizando-se modelos matemáticos para representação do casco, hélice, eixo, redutor e máquina.

Obtém-se como resposta a cada instante, entre outras, os valores de velocidade do navio, empuxo líquido desenvolvido pelo propulsor, torque líquido absorvido pelo propulsor,

torque líquido gerado pela máquina e rotação do hélice.

Os valores instantâneos obtidos são função da tabela de valores de referência desejados para condução do navio e das leis de controle adotadas para passo e combustível em função do tempo, normalmente determinadas de modo a satisfazer um critério de desempenho.

Após um razoável espaço de tempo, o sistema entra em equilíbrio sendo reproduzidos os resultados finais do programa de integração casco-máquina-hélice (valores de referência).

Em síntese, pode-se dizer que, no caso de um navio com hélice de passo controlável (H.P.C.) e motor diesel (DIESEL) ou turbina a gás (T.G) o controle automático da propulsão deveria atender aos seguintes requisitos:

- a) em regime permanente: garantir, para cada velocidade do navio, a sua operação, num ponto de modo a satisfazer um critério de consumo mínimo de combustível ou de menor ruído;
- b) em regime transiente: garantir a mudança de velocidade do navio de modo a atender a uma determinada figura de mérito, que poderia ser, em caso de aceleração, menor tempo para atingir a velocidade final ou no caso de desaceleração, menor espaço percorrido para parada do navio;
- c) em qualquer condição respeitar os limites de operação de cada um dos equipamentos envolvidos na propulsão.

Conclui-se portanto que, para o projeto do contro-

le da propulsão de um navio, pode-se distinguir duas fases: a primeira se refere à determinação da tabela de referência para condução do navio em regime permanente e, a segunda, à determinação das leis de controle para o atuador do passo e para a injeção de combustível durante a operação em regime transiente.

1.2 Revisão Bibliográfica

Diversos trabalhos sobre simulação dinâmica de movimentação de navios foram publicados, principalmente, na última década.

RUEIS (1) foi um dos pioneiros no assunto simulando a aceleração de um navio com 1 hélice, propulsão COGAG e HPC. Os resultados obtidos na análise transitória levaram em consideração um fator que representava um atraso em resposta de torque da turbina.

BIANCO, MAIZZA e BRINATI (4) fizeram um estudo de simulação de um navio acionado por diesel e com HPC, procurando obter um sistema de controle mais adequado que obedecesse ao requisito de mudança de velocidade no menor tempo possível. As manobras simuladas foram só de aceleração e comparações foram feitas entre resultados de modelos lineares e não lineares.

TOZZI (9) simulou manobras de aceleração e parada brusca, baseando-se num programa de valores de referência para o sistema de controle que procurava manter a rotação do eixo constante, enquanto o passo era aumentado até o seu valor máximo. A partir deste ponto a rotação da máquina seria aumentada para controlar a velocidade do navio.

PRONK (11) descreveu em seu trabalho a utilização do passo como regulador de rotação do eixo de um navio. Procurou determinar qual a razão de variação ideal para utilização deste mecanismo de controle e recomendou a análise do projeto do servo mecanismo do passo em virtude do desgaste causado pela

constante atuação do controle.

De HOFF e EARL HALL (12) apresentaram o projeto de um controlador para um turbo ventilador baseado em modelos lineares e na teoria de controle ótimo.

CHAPPLE (13) apresentou dois métodos para determinação da resposta do propulsor, em virtude de variação na demanda de potência para uma turbina a gás Olympus, da Rolls Royce. O primeiro empregava as curvas características da turbina e baseava-se em fórmulas empíricas para determinação do torque da máquina; o segundo utilizava simulação com modelos lineares com coeficientes constantes. Os resultados foram comparados e chegou-se a conclusão que, para pequenas variações da vazão de combustível, seus resultados eram idênticos e para grandes variações o segundo método apresentava uma resposta mais lenta de aceleração.

RUBIS/PETERSON (14) apresentaram os resultados de simulação em computador digital da dinâmica de uma turbina LM 2500 da GE utilizando como carga um HPC com duas razões passo/diâmetro. A análise dinâmica incluiu a aceleração, a variação senoidal da carga, a simulação de carga retirada e a desaceleração da turbina, conduzidas em vários valores de demanda de potência e condições de carga.

FREEMAN (19) apresentou a simulação em computador digital da dinâmica de turbinas a gás, diesel de baixa rotação com transmissão direta e diesel de média rotação. Discutiu a modelagem de transmissão com e sem embreagem de reversão utilizando propulsores de passo fixo ou de passo controlável. Simulou mano

bras de aceleração e de parada brusca, procurando enfatizar a ocorrência de situações críticas para os diversos sistemas de propulsão estudados.

MORISHITA (16 e 17) apresentou a simulação dinâmica de um navio com motor diesel e HPC, procurando estabelecer leis de controle que possibilitem o cumprimento de requisitos de aceleração rápida e limites de segurança da instalação. Desenvolveu um modelo matemático dinâmico para o atuador hidráulico de um hélice de passo controlável chegando finalmente a um modelo simplificado de primeira ordem.

Diversos outros trabalhos foram pesquisados, estando sua relação no item REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

Em virtude da grande importância atual da simulação dinâmica, para análise transiente de instalações propulsoras de navios, os próprios fabricantes de máquinas, recentemente procuraram desenvolver modelos dinâmicos não lineares para seus produtos. As referências (18) para motores diesel de alta rotação da MTU; (19) para turbina OLYMPUS TM3B da Rolls Royce e (20) para a turbina LM2500 da GE apresentam estes modelos.

1.3 Objetivo do Trabalho

O objetivo deste trabalho é desenvolver um programa para simulação dinâmica por computador digital do movimento de um navio de guerra típico com instalação CODOG e hélice de passo controlável, visando determinar leis de controle adequadas para o projeto do sistema de controle, de modo a satisfazer os requisitos indicados na seção 1.1.

Para cumprir este objetivo será idealizada uma instalação propulsora para um navio de guerra tipo Fragata; serão elaborados modelos dos diversos componentes e manobras padrão de aceleração e desaceleração serão simuladas.

Os resultados destas simulações (sem controle) serão analisadas, verificando-se a necessidade da adoção de algum tipo de controle.

Partindo-se de resultados de integração casco-máquina-hélice, uma tabela de valores de referência (programa de controle) em regime permanente, será obtida visando-se nestes programas o mínimo consumo de combustível.

Uma proposta de sistemas de controle será elaborada, pesquisando-se, por simulação, os valores dos diversos parâmetros de controle envolvidos de modo a se obter um projeto viável que obedeça aos requisitos descritos anteriormente.

Finalmente será feito um breve estudo sobre a influência das condições de casco sobre o desempenho do sistema de controle e serão emitidas conclusões e recomendações sobre todo o trabalho.

2.0 DESCRIÇÃO DO SISTEMA

2.1 Tipo do Navio e Sua Missão

Seja um navio tipo Fragata, com dois hélices de passo controlável, com propulsão a turbina a gás para ataque ou a motor diesel para cruzeiro (CODOG).

Este navio possui um perfil operacional de modo a navegar em cruzeiro a 17 nós com 1 ou 2 diesel/eixo; para operações a 24 nós com 2 diesel/eixo e uma velocidade de ataque ou fuga de pouco mais de 30 nós com T.G.. A turbina pode ser utilizada em qualquer velocidade sendo seu principal emprego, obviamente, a velocidades acima de 24 nós.

A Tabela 2.1 resume os diversos modos de operação com as faixas de velocidade, de passos e de rotações do eixo de projeto.

MODO DE OPERAÇÃO	VELOCIDADE MÁXIMA	PASSO MÁXIMO	ROTAÇÃO MÁXIMA
1 DIESEL	17 nós	21,5°	175 rpm
2 DIESEL	24 nós	31,5°	175 rpm
T.G.	30 nós	31,5°	262 rpm

Tabela 2.1 - Resumo de características dos modos de operação

2.2 Instalação Propulsora

O arranjo esquemático de uma linha de eixo é o seguinte:

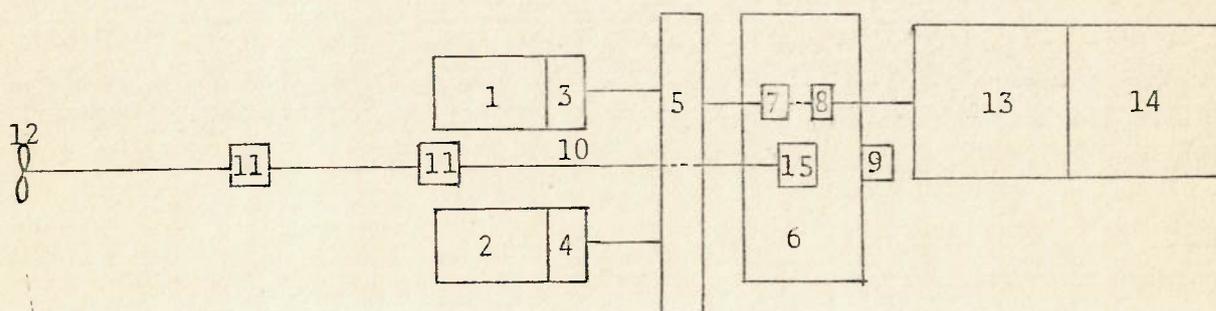


Fig. 2.1.- ESQUEMA DA INSTALAÇÃO PROPULSORA (1 BORDO)

Nomenclatura:

- 1,2 - Motor diesel
- 3,4 - Acoplamento fluido
- 5 - Engrenagem elevadora do diesel
- 6 - Redutora principal
- 7 - Embreagem auto sincronizada do diesel
- 8 - Embreagem auto sincronizada da turbina
- 9 - Caixa de distribuição de óleo do HPC
- 10 - Linha de eixo e tubos do mecanismo do HPC
- 11 - Mancal de sustentação
- 12 - Hélice de passo controlável com pistão do servo
- 13 - Turbina de potência
- 14 - Gerador de gás
- 15 - Mancal de escora

2.3 Dados Genéricos

Para um estudo de simulação são necessários, em síntese, os dados abaixo listados por componente da instalação propulsora.

2.3.1 Casco

- Comprimento $L = 129\text{m}$
- Boca $B = 14\text{m}$
- Calado $C = 4,6\text{m}$
- Deslocamento $\Delta = 3565 \text{ ton}$
- Curva de resistência em função de velocidade $RT(V)$
- Curva de coeficiente de redução da força propulsora em função da velocidade $t(V)$
- Curva de eficiência relativa rotativa em função de velocidade $err(V)$
- Curva de coeficiente de esteira em função de velocidade $w(V)$

2.3.2 Hélice e eixo

Diâmetro, $D = 3,88\text{m}$

Empuxo máximo de trabalho, $Th \text{ trab} = 770000 \text{ N}$

Torque máximo de trabalho, $Qh \text{ trab} = 671000 \text{ J}$

Rotação máxima com turbina, $Nh \text{ max} = 262 \text{ rpm}$

Rotação máxima com diesel, $N_h = 175 \text{ rpm}$
 Rotação mínima de projeto, $N_h \text{ min} = 70 \text{ rpm}$
 Rotação correspondente ao desarme da turbina
 $N_h \text{ desarme} = 288 \text{ rpm}$
 Passo máximo de projeto AV $P = 31,5^\circ$ ($P/D = 1,321$)
 Passo máximo do projeto com 1 diesel
 $P = 21,5^\circ$ ($P/D = 0,86$)
 Passo mínimo a ré $P = -19^\circ$ ($P/D = -0,72$)
 Inércia total do sistema com diesel
 $I_M = 24109 \text{ Kg.m}^2$
 Inércia total do sistema com turbina
 $I_T = 59092 \text{ Kg.m}^2$
 Inércia virtual do hélice
 $I_V = 2373 \text{ Kg.m}^2$
 Curvas características de empuxo do hélice
 KT_O ($P/D, J$)
 Curvas características de torque do hélice
 KQ_O ($P/D, J$)
 Características gerais do sistema do HPC
 Vazão máxima da bomba hidráulica do HPC
 Área do pistão do servo
 Braço do atuador do HPC braço = 150mm.

2.5.3 Engrenagem redutora

Razão de redução com diesel $RRD = 8,357$
 Razão de redução com turbina $RRT = 21,603$

Empuxo limite $T_{lim} = 1385000 \text{ N}$
 Torque limite $Q_{lim} = 872000 \text{ J}$
 Curvas de perda de torque em função de rotação
 $Q_f(N)$

2.3.4 Motor diesel

Tipo MTU 16V972

Rotação máxima contínua $N_M \text{max} = 1515 \text{ rpm}$

Rotação de desarme $N_M \text{desarme} = 1600 \text{ rpm}$

Rotação de marcha lenta $N_M = 750 \text{ rpm}$

Rotação mínima recomendada $N_M = 600 \text{ rpm}$

Potência máxima contínua $Pot \text{max} = 2982 \text{ Kw}(4000\text{HP})$

Curso máximo de cremalheira $FR_{max} = 17,7 \text{ mm}$

Curvas de desempenho em bancada de torque, desenvolvido em função de rotação, parametrizadas em posições de cremalheira e pressão de supercarregamento.

Curvas de representação do regulador de velocidade, relacionando posição de cremalheira com rotação, parametrizadas em rotações demandadas ao regulador.

Relação entre rotação do turbo e pressão de supercarregamento.

2.3.5 Acoplamento fluido

Escorregamento de projeto na potência máxima

$esc = 4\%$

Curva relacionando escorregamento com rotação de entrada.

2.3.6 Turbina a gás

Tipo Rolls Royce TM3B

Rotação máxima contínua da turbina de potência

$$N_T = 5660 \text{ rpm}$$

Rotação de desarme da turbina de potência

$$N_T \text{ desarme} = 6226 \text{ rpm}$$

Rotação de marcha lenta da turbina de potência

$$N_T = 1800 \text{ rpm}$$

Potência máxima contínua

$$\text{Pot max} = 20880 \text{ Kw} (28000 \text{ HP})$$

Vazão mínima de combustível

$$WF_{\text{min}} = 571,5 \text{ Kg/h}$$

Vazão máxima de combustível

$$WF_{\text{máx}} = 6069 \text{ Kg/h}$$

Perda máxima percentual de potência devida às perdas nos dutos de aspiração e descarga

$$\text{Perda max} = 4,7\%$$

Curvas de desempenho em bancada de torque desenvolvido em função de rotação, parametrizadas em consumos horários de combustível.

3.0 MODELAGEM

3.1 Equações do Movimento

Para obtenção de resultados da simulação em computador, os modelos dinâmicos do casco, da máquina e do hélice devem ser integrados de modo a satisfazer as duas equações básicas do sistema, a cada instante:

$$\frac{dV}{dT} = \frac{Th - RT}{m} \quad (\text{NAVIO}) \quad |f_1(T, V, P/D, Nh)| \quad (3.1)$$

$$\frac{dNh}{dT} = \frac{Qm - Qf - Qh}{2\pi I} \quad (\text{EIXO}) \quad |f_2(T, V, P/D, Nh, F)| \quad (3.2)$$

onde:

m = massa deslocada pelo navio (acrescida da massa virtual).

V = velocidade do navio.

Th = empuxo líquido desenvolvido no propulsor.

RT = resistência total ao avanço do casco.

I = inércia total do sistema propulsor (hélice, eixo, redutor, máquina) referida a rotação do eixo e acrescida da inércia virtual do hélice.

Qm = torque gerado pela máquina a custa de um consumo de combustível.

Qf = torque de atrito perdido no sistema de propulsão.

Qh = torque líquido absorvido pelo propulsor.

Nh = rotação do hélice.
P/D = passo/diâmetro do hélice.
F = injeção de combustível.
T = instante de tempo

Os dados de entrada obtidos do programa de integração casco-máquina-hélice e as leis de controle de P/D(T) e F(T) adotadas, permitem a obtenção dos resultados desejados por um processo de integração numérica como o de RUNGE KUTTA de 4a. ordem (ref. [3]).

3.2 Pesquisa, Análise e Seleção dos Modelos Dinâmicos

3.2.1 Casco

Com o objetivo de obter o valor da resistência ao avanço em cada instante, os autores pesquisados adotam para modelo matemático do casco a curva de resistência total (RT) versus velocidade (V) obtida do ensaio de reboque em modelos.

Esta curva não representa a resistência do casco em condições dinâmicas de aceleração ou desaceleração. Sua determinação é feita rebocando-se o modelo, a partir do repouso, até atingir a condição desejada de velocidade uniforme. Só neste instante mede-se a força.

Na equação 3.1 da simulação dinâmica, a massa do navio (m) é acrescida da massa virtual para levar em consideração esta diferença de resistência. A referência (6) indica que a massa virtual, para um navio de formas usuais, varia entre 5 a 10% da massa do navio devida ao seu deslocamento. Será adotado neste trabalho o valor de 10%.

3.2.2 Integração casco-hélice

Do ensaio de auto propulsão do casco obtém-se certos parâmetros que levam em consideração a modificação do campo de pressões na popa causada pela presença do hélice girando. A formulação teórica de Engenharia Naval indica (ref. 6):

A esteira nominal (W) é utilizada para cálculo da

velocidade da água ao entrar no hélice (V_a = velocidade de avanço)

$$V_a = V (1 - W) \quad (3.3)$$

O coeficiente de redução de empuxo (t) é um artifício empregado para considerar o aumento de resistência ao avanço provocado pelo posicionamento do hélice na popa. O seu emprego considera, ao invés desse acréscimo de RT , uma redução equivalente no empuxo desenvolvido pelo hélice em água aberta (Th_0). O empuxo efetivamente necessário (Th) para obtenção de uma determinada velocidade com o navio, é dado por:

$$Th = Th_0 (1 - t) \quad (3.4)$$

A eficiência relativa rotativa (err) corrige o torque obtido no ensaio de água aberta (Q_{h0}), obtendo-se o torque efetivamente absorvido pelo propulsor (Q_h) na popa do navio por:

$$Q_h = Q_{h0}/err \quad (3.5)$$

Como resultado do ensaio são apresentadas curvas de w , t e err em função de V , determinadas em condições de velocidade uniforme. Apesar desta restrição, será adotada esta formulação na simulação dinâmica.

Normalmente a curva ensaiada de $t(V)$ refere-se ao P/D de projeto. É intuitivo que além de variar com V , os valo-

res de t devem variar com P/D . RUBIS [1] considera em seu trabalho uma correção linear para o coeficiente de redução de empuxo com a variação do passo do hélice. O valor corrigido de t é calculado pela seguinte fórmula:

$$\tau(P/D, V) = C \cdot t(V) \quad (3.6)$$

No programa de simulação com turbina, seguindo a orientação de Rubis (1) no seu trabalho, foi adotado o seguinte gráfico para obtenção de C (ref.1):

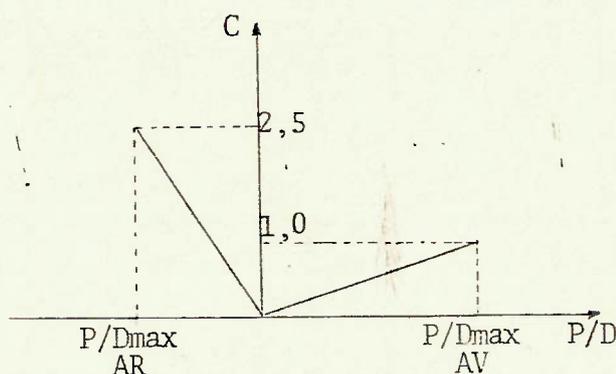


FIGURA 3.1 - GRÁFICO DE CORREÇÃO PARA t EM FUNÇÃO DE P/D

Levando-se em consideração comentários feitos nas seções 3.2.1 e 3.2.2, é apresentada na Figura 3.2 a parte do diagrama de bloco da modelagem relativa ao cálculo de V .

3.2.3 Propulsor

Com a finalidade de se obter os valores do empuxo e torque do hélice a cada instante, a maioria dos autores pesquisados adota para modelagem do propulsor, as curvas característi

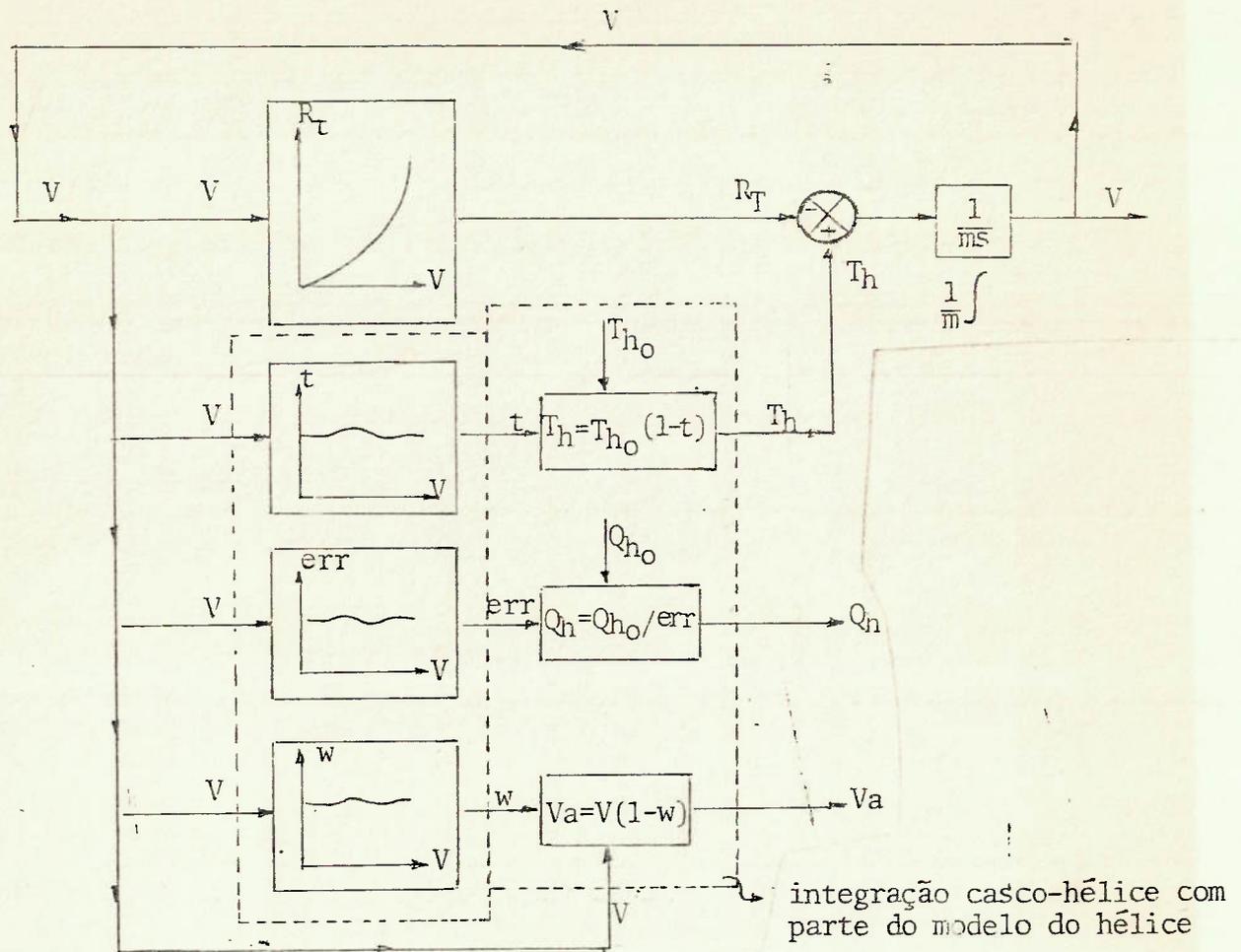


FIGURA 3.2 - DIAGRAMA DE BLOCO DA MODELAGEM PARA CÁLCULO DE V NA SIMULAÇÃO

cas dos coeficientes de empuxo ($K_{T0}(P/D, J)$) e torque ($K_{Q0}(P/D, J)$) obtidos dos ensaios de água aberta do hélice em função da razão passo/diâmetro (P/D) e do coeficiente de avanço (J).

Analogamente ao item 3.2.1, os ensaios são realizados em condição de regime permanente de velocidade, P/D e rotação. Por este motivo, elas não representam as características de empuxo e torque do hélice em condições dinâmicas.

A formulação matemática de cálculo é a seguinte:

$$K_{To} = \frac{T_{ho}}{\rho N_h^2 D^4} \quad \therefore \quad T_{ho} = K_{To} \cdot \rho N_h^2 D^4 \quad (3.7)$$

$$K_{Qo} = \frac{Q_{ho}}{\rho N_h^2 D^5} \quad \therefore \quad Q_{ho} = K_{Qo} \cdot \rho N_h^2 D^5 \quad (3.8)$$

$$J = \frac{V_a}{N_h \cdot D} \quad (3.9)$$

sendo:

ρ = densidade da água do mar.

D = diâmetro do hélice.

Com o objetivo principal de evitar que o valor de J se torne infinito no caso da rotação cair a zero, alguns autores utilizam uma modelagem empregando um coeficiente de avanço modificado (J') definido por: (ref.10)

$$J' = \frac{V_a}{\sqrt{V_a^2 + N_h^2 D^2}} = \frac{J^2}{\sqrt{1 + J^2}} \quad (3.10)$$

Como o navio idealizado possui hélice de passo controlável e a manobra de marcha a ré é executada sem a necessidade de parar o eixo para inverter a rotação, a rotação não se anulará. Por este motivo foi adotada na simulação a primeira modelagem apresentada.

Similarmente à massa virtual considerada na equação (3.1), foi adotada uma inércia virtual para o propulsor na equação (3.2) para efeito de simulação dinâmica. O valor empregado foi constante com P/D e de cerca de 40% da inércia do propulsor.

BURRIL [2] indica em seu trabalho que o valor usual de inércia virtual é de 25 a 30% mas em certos casos pode che-

gar a até 70%. Além de apresentar gráficos para determinação desta inércia em função de P/D , razão de área expandida (A_e/A_o), n° de pás e D , considera uma formulação para cálculo da sua variação com P/D .

É intuitivo que a variação de inércia do sistema com P/D seja mais realista do que a modelagem apresenta neste trabalho. Espera-se, entretanto, que seu efeito seja pequeno nos resultados finais, em virtude das imprecisões de dados, que sempre existirão, e do baixo percentual desta inércia em relação ao valor total do sistema.

	Inércia adotada total do sistema	Inércia virtual do hélice	% da inércia virtual em relação a do sistema
TURBINA	59092 Kg.m ²	2373 Kg.m ²	4%
DIESEL	24109 Kg.m ²	2373 Kg.m ²	9,8%

Tabela 3.1 - Tabela comparativa das inércias consideradas para turbina e Diesel

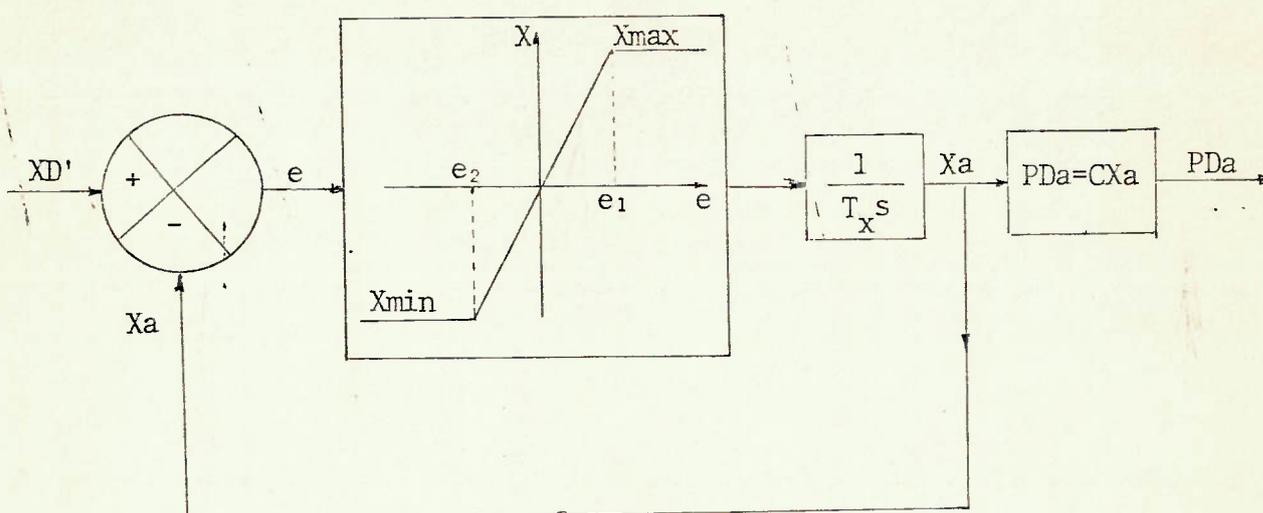
3.2.4 Atuador do passo

O sistema do HPC engloba um atuador que efetivamente movimenta, por ação hidráulica, o mecanismo de variação de passo. Pode ser verificado que a resposta do sistema do HPC a uma entrada degrau apresenta um aspecto linear. O tempo de variação do passo é função de parâmetros conhecidos, tais como, pressão do sistema, diâmetro do êmbolo do servo (alojado no bossô do hélice), raio do braço do atuador, etc. (ref.1).

Em virtude das diversas ligações mecânicas existentes no HPC é usual, adotar-se um atraso de 1ª. ordem para levar em consideração a inércia mecânica do sistema (ref.17).

Neste trabalho foram desenvolvidos dois programas de simulação chamados de REMULFO (DIESEL) e XIMULFO (TURBINA). A primeira diferença básica entre eles é a modelagem adotada para o atuador do passo.

Nas simulações com motores diesel (REMULFO) a modelagem do atuador adotada está mostrada na Figura 3.3.



- XD' = curso efetivamente demandado ao atuador do passo
- Xa = curso alcançado pelo atuador do passo
- e = erro = $XD' - Xa$
- e_1 = limite de saturação de erro positivo = 1mm
- e_2 = limite de saturação de erro negativo = -1mm
- X_{max} = saturação positiva do atuador = 7mm/seg
- X_{min} = saturação negativa do atuador = -7mm/seg
- T_x = tempo de atraso = 1 seg
- s = operador de Laplace
- PDa = P/D alcançado
- C = constante de conversão de curso do atuador em P/D = $0,7\pi/\text{braço}$
- braço = braço do atuador (engloba parâmetros do sistema)=150mm

FIGURA 3.3 - DIAGRAMA DE BLOCO DO ATUADOR DE PASSO NO PROGRAMA REMULFO

Como se verifica pela Figura 3.3, o atuador adotado é do tipo proporcional saturado com tempo de atraso. Como resultado da simulação, a resposta de passo alcançado a um degrau de entrada, apresenta o aspecto da Figura 3.4, nas manobras de aceleração e parada brusca:

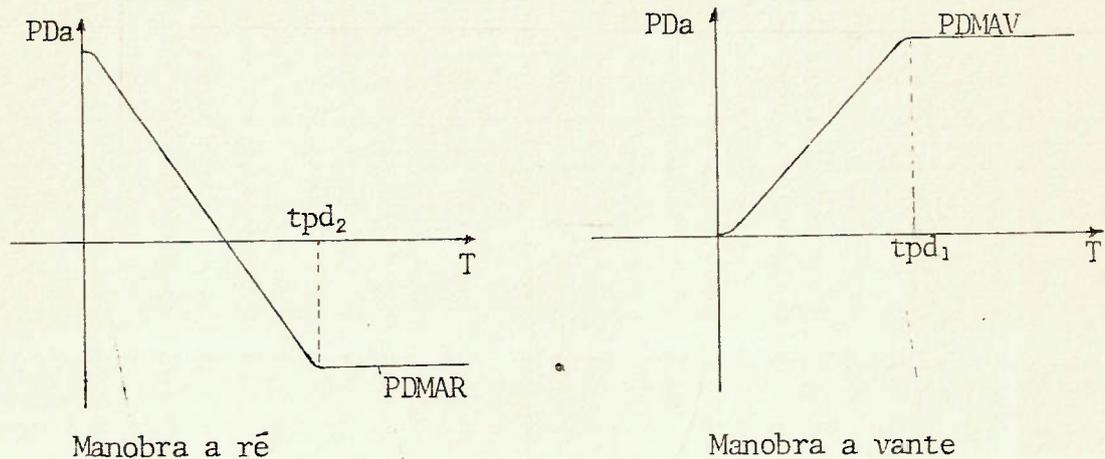


FIGURA 3.4 - GRAFICOS DA RESPOSTA DE PASSO A UM DEGRAU DE ENTRADA OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES DE MANOBRAS DE ACELERAÇÃO E PARADA BRUSCA

na Figura 3.4 tem-se:

PDa = P/D alcançado

$PDMAV$ = P/D max a vante

$PDMAR$ = P/D max a ré

tpd_1 = tempo de variação de passo de zero a max a vante na manobra de aceleração brusca.

tpd_2 = tempo de variação de passo de max a vante a max a ré na manobra de parada brusca

Nas simulações com turbina (XIMULFO) considerou-se um modelo matemático simplificado de atuador do passo. A respos

ta é considerada linear sem nenhum tempo de atraso, sendo dado o tempo de variação de P/D como entrada.

Como se verifica pelo aspecto da resposta de P/D (Figura 3.4), esta modelagem é equivalente à adotada no programa REMULFO, sendo obviamente menos precisa. Os resultados obtidos indicam que, apenas na parte inicial e final dos gráficos de resposta, é que se tem a atuação da função de transferência do tipo de atraso de 1ª. ordem. Na maior parte do tempo a resposta é linear em virtude da saturação do atuador proposto.

A posição instantânea do passo, no programa XIMULFO, é encontrada em função do tempo atual da simulação, diminuindo assim o número de equações diferenciais a serem integradas simultaneamente pelo programa.

Resumindo-se os comentários feitos nas seções 3.7.3 e 3.7.4, são apresentadas nas Figuras 3.5 e 3.6 os modelos finais adotados para o propulsor e atuador nos dois programas desenvolvidos.

- PROGRAMA REMULFO

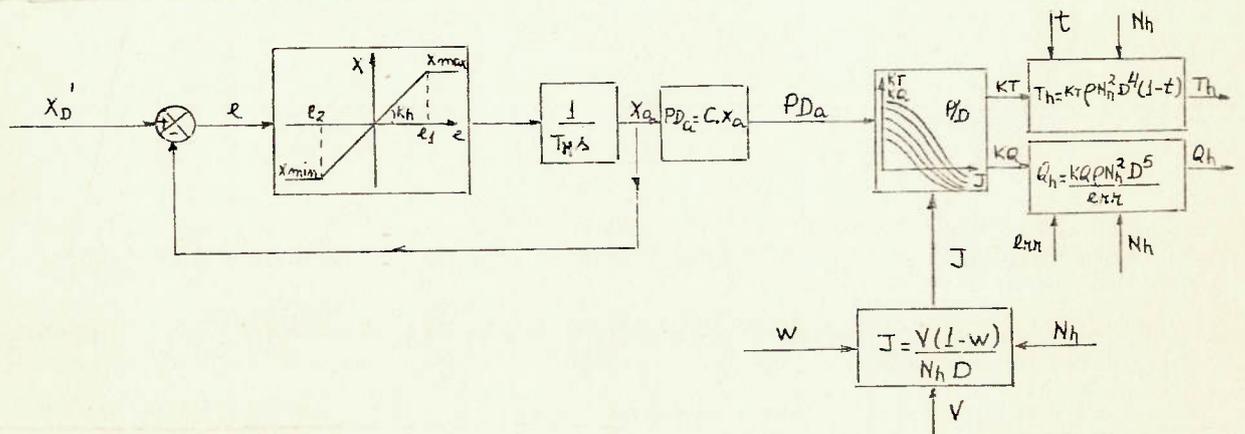


FIGURA 3.5 - MODELO DO PROPULSOR E ATUADOR (PROGRAMA REMULFO)

- PROGRAMA XIMULFO

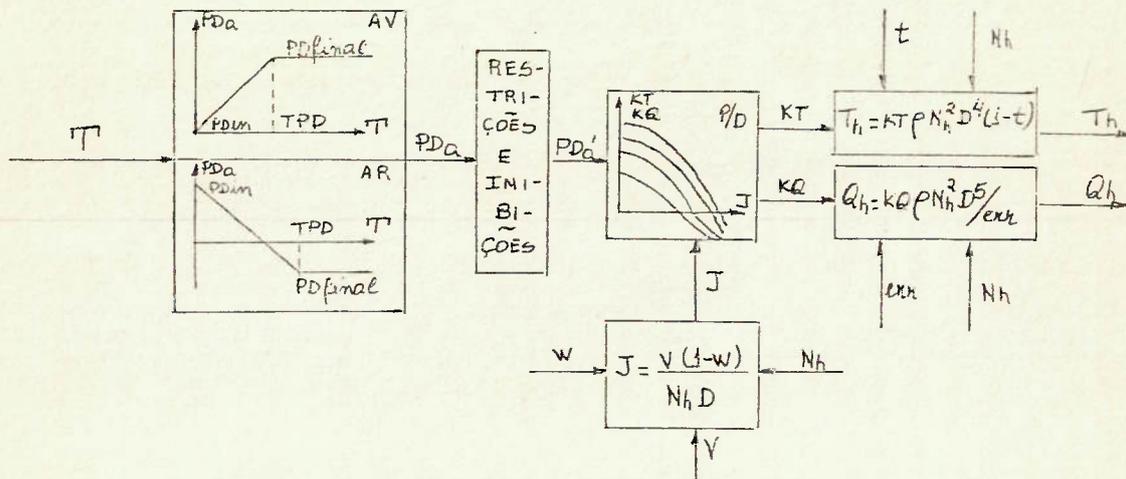


FIGURA 3.6 - MODELO DO PROPULSOR E ATUADOR (PROGRAMA XIMULFO)

na Figura 3.6 tem-se:

- T = tempo atual da simulação
- PD_{in} = P/D inicial da manobra
- PD_{final} = P/D final da manobra
- TPD = tempo de variação de P/D

3.2.5 Motor diesel e acoplamento

As referências |4|, |15| e |18| apresentam modelos dinâmicos para simulação de navios acionados por motores diesel.

Basicamente, a modelagem deve permitir o cálculo do torque gerado pelo motor (Q_m), em função de sua rotação (N_m) e da posição da cremalheira de combustível (FR).

As curvas características de desempenho em regime permanente para motores diesel de alta rotação, permite que se encontre, por regressão linear, uma relação do tipo:

$$Q_m = C_1 \cdot (\% C \text{ max}) - C_2 \quad (3.11)$$

onde:

C_1 e C_2 são constantes

$\%C \text{ max}$ = % do consumo máximo por ciclo.

Em forma gráfica esta modelagem teria o aspecto mostrado na Figura 3.7.

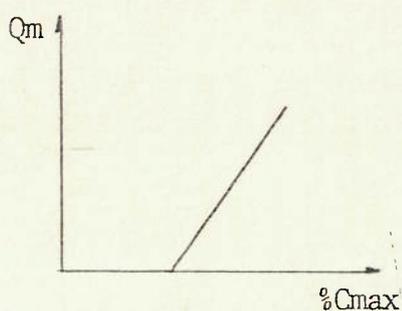


FIGURA 3.7 - GRÁFICO DE Q_m VERSUS $\% C \text{ max}$ NO MODELO SIMPLIFICADO DO DIESEL

Tendo-se FR , N_m e as características da bomba de injeção poder-se-ia calcular em cada rotação o valor de $\%C \text{ max}$ e finalmente achar Q_m .

A potência indicada de um motor diesel é dada pela expressão:

$$IHP = \frac{p \cdot L \cdot A \cdot n}{K} \quad (3.12)$$

onde:

IHP = potência indicada

p = pressão média efetiva indicada

L = curso do êmbolo

n = $N_m/2$ (motor de 4 tempos)

A = área do cilindro

K = constante de conversão de unidades.

A potência na saída do motor (BHP) é dada pela expressão:

$$\text{BHP} = \frac{2\pi Q_m \cdot N_m}{K_1} \quad (3.13)$$

onde K_1 = constante de conversão de unidades.

A diferença entre BHP e IHP é devida a perdas por atrito e cargas internas tais como bombas dependentes, etc. A relação entre estas duas quantidades é chamada de rendimento mecânico (η_m).

$$\eta_m = \frac{\text{BHP}}{\text{IHP}} \quad (3.14)$$

Levando-se (3.12) e (3.13) a (3.14) chega-se a:

$$\eta_m = \frac{4\pi K Q_m N_m}{K_1 p L A N_m} = \frac{4\pi K}{K_1 L A} \cdot \frac{Q_m}{p} \quad (3.15)$$

Como o curso e a área do pistão são constantes, pode-se escrever:

$$\eta_m = C_o \frac{Q_m}{p} \quad (3.16)$$

sendo:

$$C_o = \text{constante} = \frac{4\pi K}{K_1 L A} \quad (3.17)$$

O valor de p depende do valor do combustível injetado (F), do rendimento térmico do motor (η_t) e do rendimento volumétrico (η_v), sendo F função de FR .

$$p = K_2 F \eta_t \eta_v \quad (3.18)$$

Para que, partindo-se de (3.16), seja possível se chegar a expressão (3.11), seria necessário se fazer a seguinte hipótese:

$$p = A \% C \text{ max} - B \quad (3.19)$$

Assim, substituindo-se (3.19) em (3.16)

$$Q_m = \frac{\eta_m}{C_o} (A \% C \text{ max} - B) \quad (3.20)$$

Se η_m for considerado constante (independente da rotação) vem:

$$Q_m = \underbrace{\frac{A \eta_m}{C_o}}_{C_1} \% C \text{ max} - \underbrace{\frac{\eta_m}{C_o}}_{C_2} B \quad (3.21)$$

Para se completar a modelagem do motor diesel, seria necessário ainda se modelar o regulador de velocidade e o turbo carregador.

Na referência [18] é apresentada uma formulação desenvolvida pela própria MTU, fabricante dos motores, para simu-

lação dinâmica. É modelado em conjunto o motor, o regulador de velocidade e o turbo carregador. Foi adotada no programa REMULFO a modelagem baseada nesta referência, cujos pontos principais são os seguintes:

É admitido que a ajustagem do regulador (N_R) e a carga do hélice são conhecidas como funções do tempo ou da velocidade desejada. Se a carga do motor e a rotação estiverem dentro da faixa de operação do motor, um conjunto de valores de ajustagem do regulador (N_R), rotação do motor (N_m) e torque desenvolvido (Q_m) é gerado a partir dos diagramas de desempenho em regime permanente. O modelo dinâmico adotado calcula estes valores no regime transiente.

O motor diesel turbo carregado é dividido em três modelos integrados que correspondem aos componentes primordialmente responsáveis pelo seu comportamento dinâmico, como mostrado na Figura 3.8.

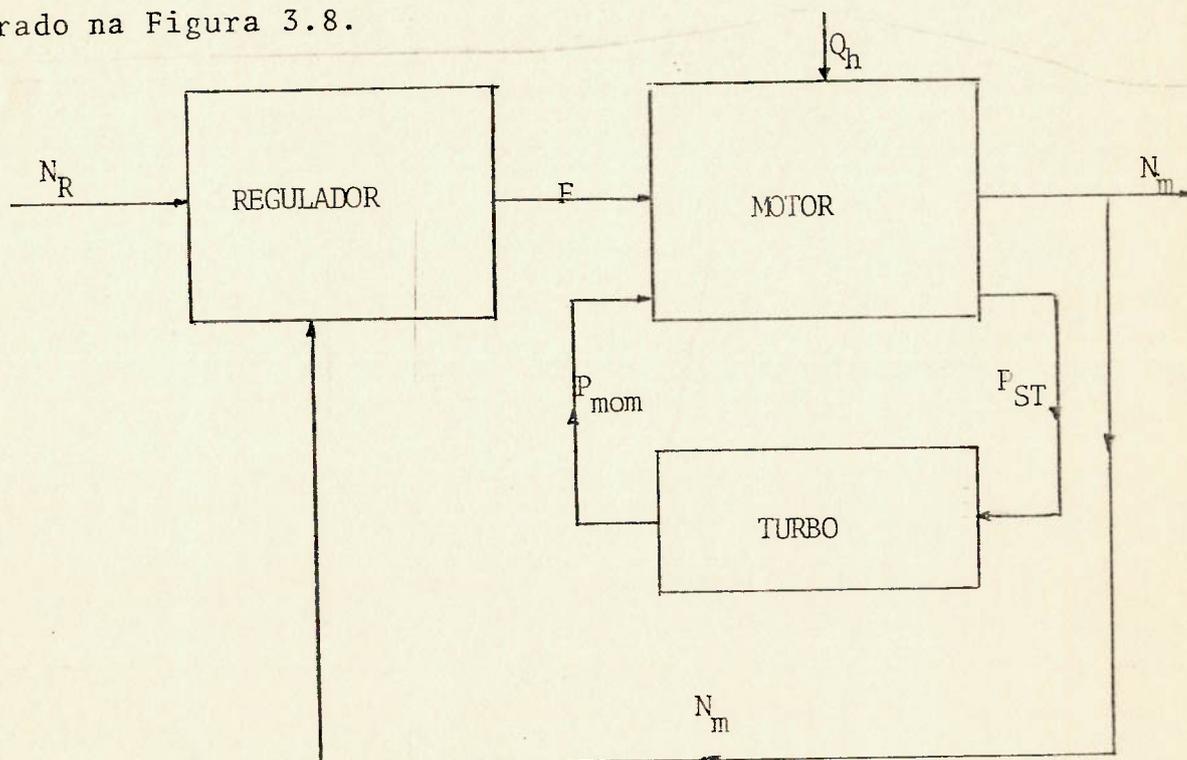


FIGURA 3.8 - DIAGRAMA DE BLOCO DOS COMPONENTES DO MODELO DIESEL

Nesta figura tem-se:

- NR = ajustagem do regulador (rotação de referência).
F = posição de cremalheira demandada ao motor.
Qh = carga sobre o motor (hélice).
Pst = pressão de supercarregamento em regime permanente.
Pmom = pressão momentânea de supercarregamento
Nm = rotação do motor.

Cada uma das partes componentes é modelada como se segue:

a - Modelo do regulador

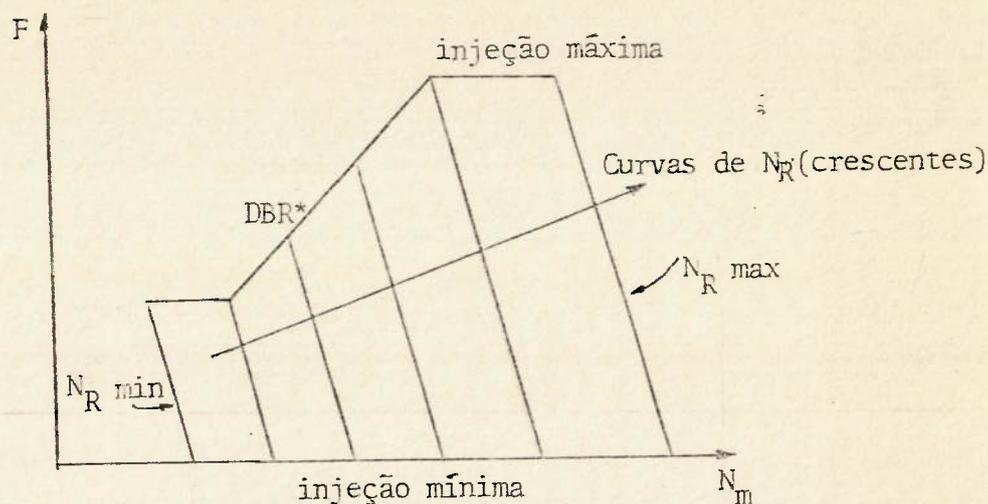
O modelo do regulador calcula a posição da cremalheira demandada para o motor (F) em função de NR e Nm. Assim sendo, não apenas o regulador é representado mas todos os valores até a injeção de combustível na câmara de combustão. O comportamento dinâmico deste sub-sistema é essencialmente caracterizado por dois fatores, quando todos os componentes operam corretamente:

1. O mapa de regime permanente do regulador.
2. O atraso de tempo entre a demanda de injeção e a injeção real.

O aspecto geral de representação do mapa em regime permanente do regulador é mostrado na Figura 3.9.

A inclinação das linhas de NR indicam o grau de "Droop" do regulador (normalmente em torno de 4%).

Mecanicamente, a injeção é representada pelo deslocamento de uma haste operada pelas massas girantes do regulador. Mantém-se o equilíbrio pela força da mola de regulagem que



*DBR = limitador de combustível dependente da rotação (Proteção de sobrecarga)

FIGURA 3.9 - GRÁFICO TÍPICO DE REGULADOR DE MOTOR DIESEL

é causada pelo deslocamento da haste e pela ajustagem do regulador com compensação.

A Figura 3.10 elucida melhor a explicação.

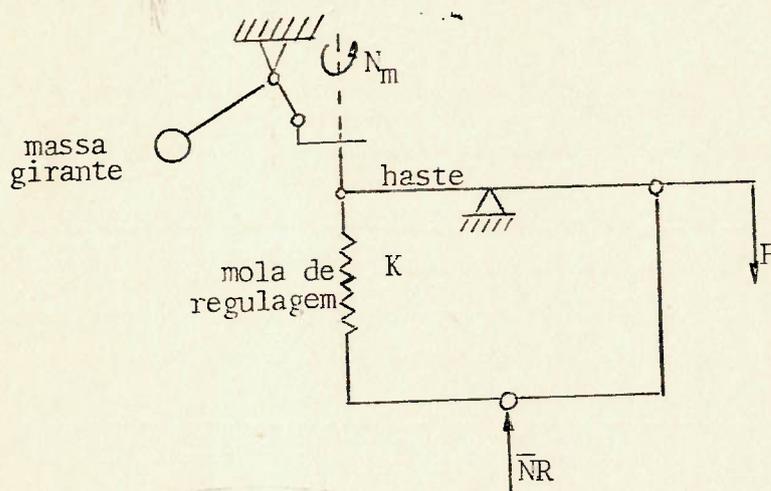


FIGURA 3.10 - ESQUEMA MECÂNICO DE REGULADOR TÍPICO

A não linearidade resultante da força da massa girante, acoplada com o quadrado da rotação e a compensação determina a forma e a inclinação variável das curvas de demanda

(NR). Para linearizar a interrelação entre NR e Nm são frequentemente instaladas molas de constante (K) progressiva. Fazendo-se a hipótese de que K é constante, considerando-se a equação diferencial para o modelo simplificado da Figura 3.10 e linearizando para pequenos deslocamentos das massas girantes, chega-se a seguinte equação:

$$K_0 \ddot{F} + F(K_1 - K_2 Nm^2) = K_3 \bar{N}R - K_4 Nm^2 \quad (3.22)$$

são consideradas ainda as seguintes hipóteses:

- a) deslocamentos pequenos.
- b) massa das hastes e conexões desprezíveis.
- c) massa da mola desprezível.
- d) efeitos de amortecimentos desprezíveis.

Os parâmetros K_i incluem:

K_0 = massa girante e sua inércia.

K_1 = constante da mola e razão de compensação.

K_2 = massa girante e seu raio efetivo

K_3 = constante da mola e ajuste do regulador.

K_4 = distância do centro de gravidade da massa girante ao eixo de rotação e massa girante.

Se for desprezada a dinâmica das massas girantes ($K_0 \ddot{F} \rightarrow 0$) a equação ordinária restante provê a relação equivalente ao mapa do regulador.

$$F = (K_3 \bar{N}R - K_4 Nm^2) / (K_1 - K_2 Nm^2) \quad (3.23)$$

Se esta equação for normalizada dividindo-se o numerador e denominador por K_4 , chega-se a:

$$F = \frac{C_1 \bar{N}_R - Nm^2}{C_2 - C_3 Nm^2} \quad (3.24)$$

Os valores dos 3 parâmetros podem ser obtidos do mapa do regulador. Para se ter a relação entre o ajuste do modelo do regulador (\bar{N}_R) e a rotação do motor (Nm) sem carga, basta fazer $F = 0$ e obter:

$$\bar{N}_R = 1/C_1 Nm^2 \quad (3.25)$$

Chamando-se $\bar{N}_R = NR^2$, obtêm-se as relações finais para modelagem do regulador.

$$NR = \left(\frac{1}{\sqrt{C_1}} \right) Nm \quad (3.26)$$

e

$$F = \frac{C_1 NR^2 - Nm^2}{C_2 - C_3 Nm^2} \quad (3.27)$$

Resolvendo-se estas equações para N_R (= constante) obtêm-se as curvas de demanda do mapa do regulador. O modelo adotado utiliza esta equação no lugar de armazenar o mapa do regulador por pontos. Para limitar as equações são empregados os valores de definição de DBR, NR min, NR máx, F_{max} , F_{min} conforme Figura 3.9.

Para se completar a modelagem dinâmica do regulador deve-se levar em consideração que F é transmitido para a bomba injetora através de um servo mecanismo e conexões mecâni

cas. Estes equipamentos são representados por um atraso de primeira ordem de resposta, de modo que a posição de cremalheira associada a uma dada ajustagem do regulador não fica disponível imediatamente.

Ou seja:

$$\frac{d FR}{dt} = C_4 (F - FR) \quad (3.28)$$

Onde FR é o valor da posição de cremalheira realmente informada ao motor. A Figura 3.11 é uma representação do regulador na forma de diagrama de blocos.

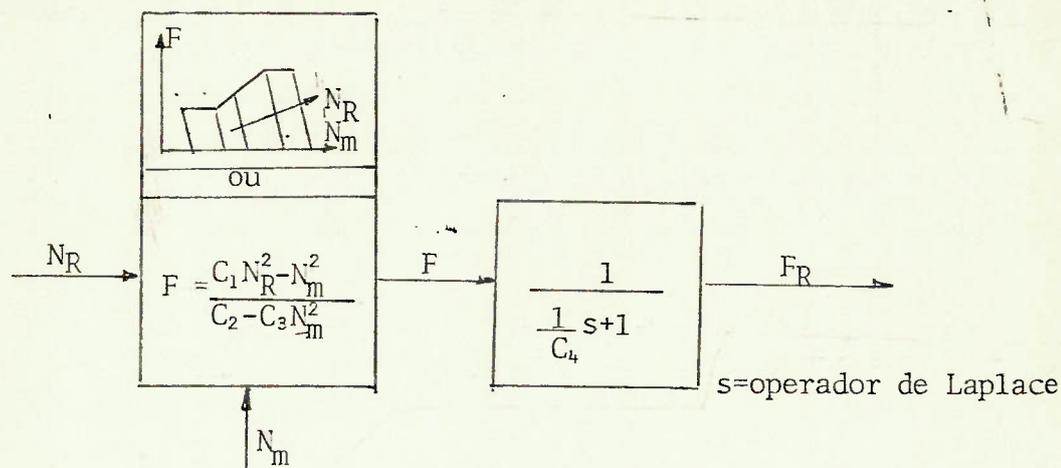


FIGURA 3.11 - DIAGRAMA DE BLOCO DO MODELO DO REGULADOR

b) Modelo do motor

As entradas para o modelo do motor são FR (do modelo do regulador), Pmom (do modelo do turbo) e carga (calculada pelo programa de simulação como sendo $Q_f + Q_h$). A variação de rotação é calculada destes dados e numericamente integrada para dar a rotação do motor.

As curvas de desempenho do motor em regime permanente tem o aspecto do gráfico da Figura 3.12 (informado por

pontos ao programa).

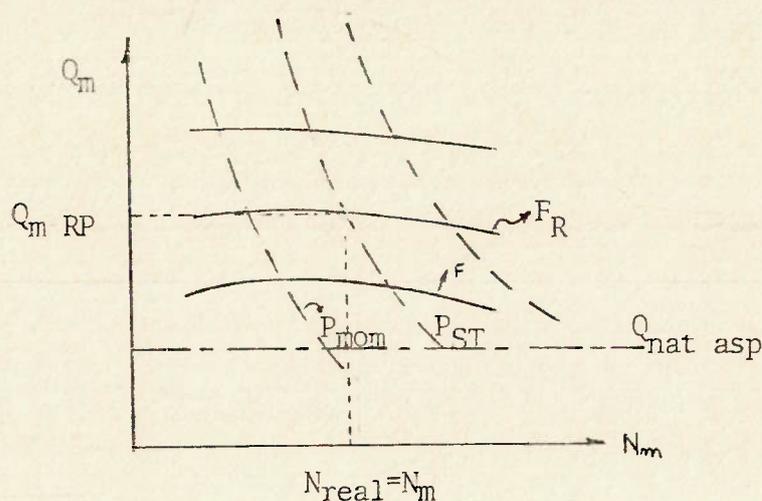


FIGURA 3.12 - GRÁFICO DO DESEMPENHO DO MOTOR DIESEL DE ALTA ROTAÇÃO (TÍPICO)

Nesta figura tem-se:

- Q_m = torque no motor
- Q_{mRP} = torque no motor em regime permanente.
- F_R = valor de cremalheira real do motor (saída do regulador).
- F = valores de cremalheira de combustível.
- $Q_{nat\ asp}$ = torque do motor sem super carregamento (torque naturalmente aspirado).
- P_{ST} = pressão de super carregamento em regime permanente
- P_{mom} = pressão momentânea de super carregamento (saída do turbo).
- N_m = rotação do motor.

Como o torque produzido pelo motor depende principalmente da quantidade de ar disponível para queima, de modo a se ter uma combustão completa e como motores de alta rotação necessitam de uma considerável quantidade de excesso de ar, o seguinte método simplificado de cálculo de torque é empregado:

Se o torque lido do gráfico estiver abaixo de um limite pré-determinado (torque naturalmente aspirado), este va-

lor é considerado igual ao torque transiente. Se o torque obtido do gráfico estiver acima de $Q_{nat\ asp}$ e P_{mom} (obtido do modelo do turbo) for menor que o valor lido do gráfico de P_{ST} , a diferença entre o Q_{mRP} e $Q_{nat\ asp}$ é reduzida linearmente de acordo com a variação entre as pressões momentânea e de regime permanente. Ou seja:

$$Q_{trans} = Q_{nat\ asp} + (Q_{mRP} - Q_{nat\ asp}) \cdot \frac{P_{mom}}{P_{ST}} \quad (3.29)$$

sendo Q_{trans} = torque transiente do motor.

Apesar desta relação ser aproximada ela preenche certos requisitos:

- a). Se $P_{mom} = P_{ST} \rightarrow Q_{trans} = Q_{mRP}$
- b) A transição da faixa de $Q_{nat\ asp}$ para a faixa na qual a influência do turbo carregador se torna efetiva é contínua.

Além disso se $P_{mom} > P_{ST}$ faz-se $Q_{trans} = Q_{mRP}$.

c) Modelo do turbocarregador

A interrelação entre pressão de super carregamento e rotação do turbo carregador, no regime transiente, foi determinada por diversas experiências envolvendo motores diferentes (segundo MTU). A sua correlação pode ser aproximada por :

$$P_{mom} = C_5 (N_{turb}) C_6 \quad (3.30)$$

onde:

- N_{turb} = rotação do turbo.
 C_5 e C_6 = constantes.

Similarmente ao modelo do regulador, é introduzido um atraso de primeira ordem no crescimento de rotação do turbo. Considera-se a aceleração angular do turbo proporcional a diferença entre P_{ST} e P_{mom} . O valor de P_{ST} é derivado do modelo do motor. O fator de proporcionalidade foi obtido por adaptação de medidas (MTU).

A equação diferencial para aceleração angular do turbo carregador é a seguinte:

$$\frac{d N_{turb}}{dt} = C_7 (P_{ST} - P_{mom}) \quad (3.31)$$

sendo $C_7 =$ constante.

Apesar do modelo proposto pela MTU conter algumas aproximações, adotou-se esta modelagem por ser recomendada pelo próprio fabricante e parecer um pouco mais precisa que a modelagem descrita no início desta seção. Suas principais vantagens são:

- a) não considera o rendimento do motor constante.
- b) inclui modelos do regulador e do turbo com tempos de atraso.
- c) baseia-se nas curvas de desempenho do motor.

Quanto ao acoplamento, o modelo deve permitir o cálculo da rotação real do motor em cada passo de integração.

Partindo-se da rotação calculada do eixo, conhecendo-se a razão de redução, se for fornecida uma fórmula para cálculo da rotação do motor em função da rotação do eixo da reductora ou da potência transmitida, o problema está resolvido.

O fabricante do acoplamento fornece uma curva de escorregamento teórico em função da rotação. Admitiu-se que esta curva é válida em regime transitório e passou-se polinômios ou retas por trechos, podendo-se assim calcular o escorregamento para qualquer rotação.

Resumidamente:

$$\text{esc} = \text{AF} (N_h \cdot \text{RRM}) \quad (3.32)$$

$$N_m = \frac{N_h \cdot \text{RRM}}{1 - \text{esc}} \quad (3.33)$$

sendo:

esc = escorregamento percentual.

N_h = rotação do hélice.

RRM = razão de redução para o motor.

AF = função para cálculo do escorregamento em função da rotação.

N_m = rotação do motor

O aspecto básico da função AF é apresentado na

Figura 3.13.

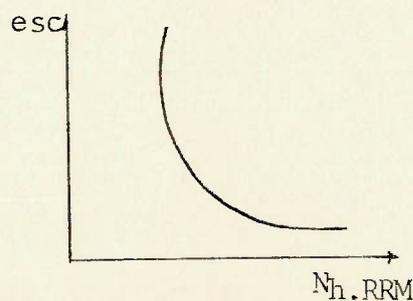


FIGURA 3.13 - GRÁFICO BÁSICO PARA CÁLCULO DO ESCORREGAMENTO DO ACOPLAMENTO FLUÍDO

Resumindo-se os comentários feitos nesta seção, são apresentados nas Figuras 3.14 e 3.15 os modelos finais adotados para o DIESEL e ACOPLAMENTO FLUIDO no programa REMULFO.

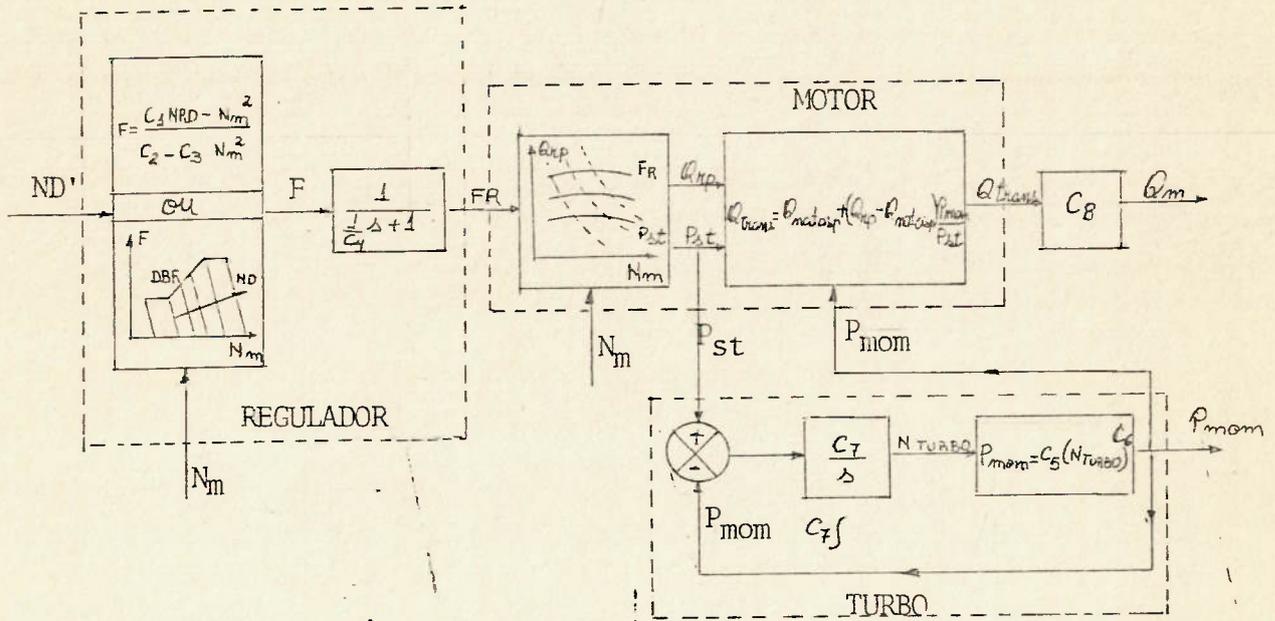


FIGURA 3.14 - MODELO DO DIESEL

As constantes adotadas para a Figura 3.14 (ref. 18)

foram:

- | | | | | | |
|-------|---|-----------|---------------|---|--------|
| C_1 | = | 25600 | C_8 | = | 1192,8 |
| C_2 | = | 65,49 | $Q_{nat asp}$ | = | 8 |
| C_3 | = | -0,001857 | | | |
| C_4 | = | 8 | | | |
| C_5 | = | 0,0001052 | | | |
| C_6 | = | 2,1 | | | |
| C_7 | = | 0,42 | | | |

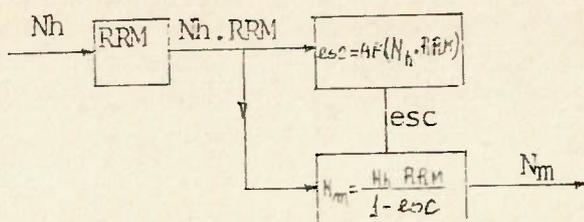


FIGURA 3.15 - MODELO DO ACOPLAMENTO FLUIDO

3.2.6 - Turbina e embreagem

O tipo de turbina a gás encontrada em navios de guerra modernos (Figura 3.16) é normalmente do tipo de turbina de potência de eixo separado do gerador. Ela consiste basicamente de um gerador de gás, que comprime o ar (de queima) em 2 compressores de estágios múltiplos, "queima" o combustível injetado nos queimadores obtendo os gases de descarga. Estes gases acionam 2 turbinas que, por sua vez, mantêm em funcionamento os compressores. A energia dos gases após a descarga da turbina do compressor de baixa ainda é bastante alta, sendo então, utilizada para acionar a turbina de potência, que é totalmente independente do gerador de gases.

Pode-se, em síntese, dizer que a variação da quantidade de combustível injetado altera a rotação das turbinas de acionamento dos compressores no gerador de gás. Esta variação de rotação, altera as pressões de "queima", modificando a vazão de descarga de gases pela turbina de potência, que tem sua rotação aumentada. Conclui-se, portanto, que o combustível controla a rotação do gerador de gás causando variação na vazão de descarga para a turbina de potência, alterando a potência disponí-

vel para acionamento do propulsor.

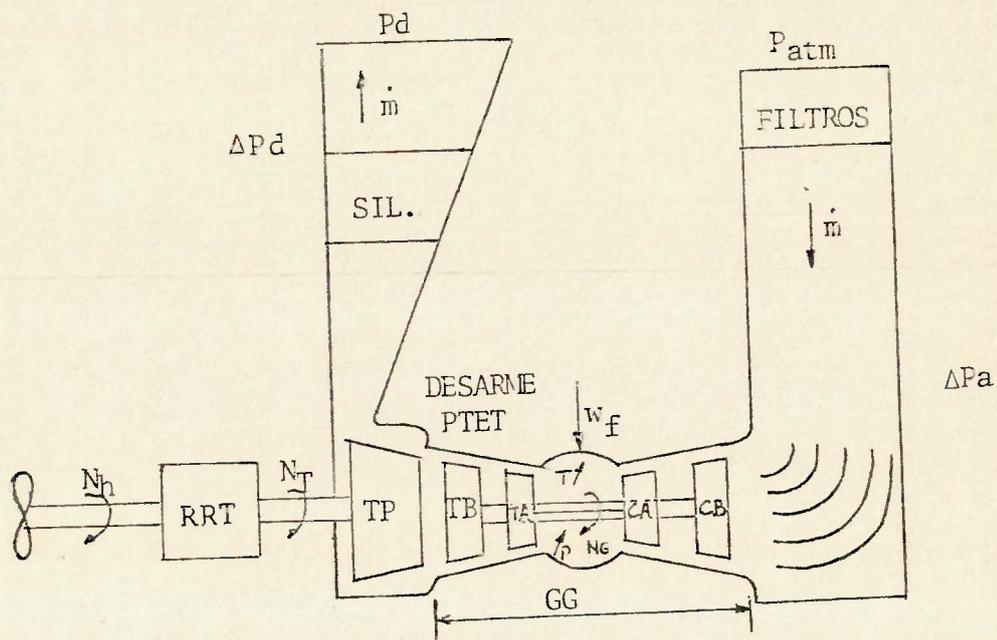


FIGURA 3.16 - ESQUEMA BÁSICO DA TURBINA A GÁS "ROLLS ROYCE"

Na Figura 3.16 tem-se:

P_{atm} = pressão atmosférica.

Filtros = filtros de aspiração de ar

\dot{m} = vazão de ar.

ΔP_a = perda de carga de aspiração

CB = compressor de ar de baixa (gerador de gás).

CA = compressor de ar de alta (gerador de gás)

w_f = vazão de combustível injetada na câmara de combustão (gerador de gás).

T = temperatura de gases na câmara de combustão (gerador de gás).

P = pressão de descarga da câmara de combustão (gerador de gás).

NG = rotação do compressor de alta do gerador de gás.

TA = turbina de acionamento do compressor de alta (gerador de gás).

TB = turbina de acionamento do compressor de baixa (gerador de gás).

TP = turbina de potência.

PTET = proteção de temperatura de entrada de gases na turbina de potência.

Desarme = proteção de sobrerotação da turbina de potência.

SIL = silencioso de descarga de gases.

ΔP_d = perda de carga de descarga.

P_d = pressão de descarga de gases.

N_T = rotação da turbina de potência.

RRT = razão de redução para turbina.

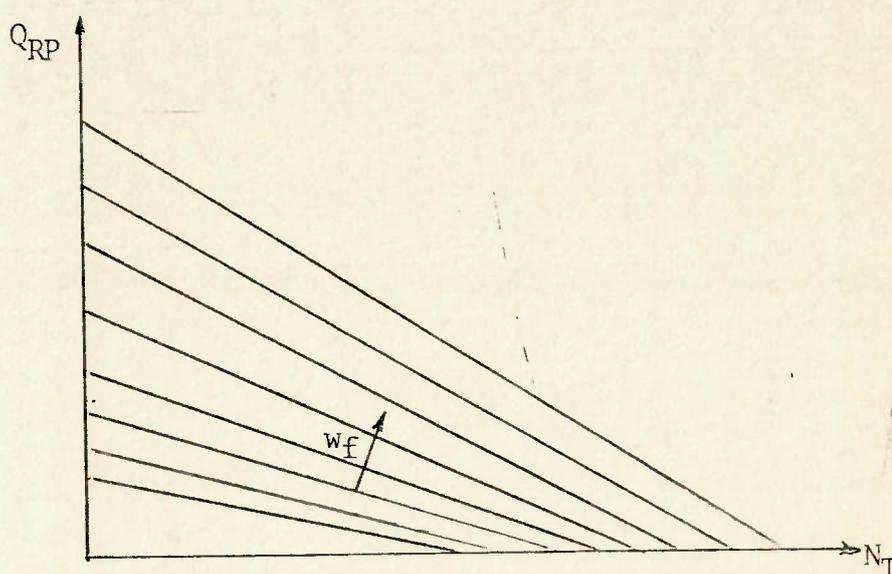
N_h = rotação do propulsor.

Obs.: O controle de combustível interno da turbina a gás da Rolls Royce possui dois dispositivos principais de segurança:

a) PTET - é a proteção de temperatura de entrada de gases na turbina de potência. Reduz o combustível automaticamente se esta temperatura ultrapassar o limite máximo fixado (em torno de 560°C).

b) Desarme - atua em dois estágios elétricos e um mecânico. Corta o combustível para o gerador de gases se a rotação da turbina ultrapassar o limite de 6226 rpm (10% acima da rotação máxima de trabalho - 5660 rpm).

Os resultados de teste em regime permanente da turbina permitem a obtenção de um gráfico que relaciona torque com rotação para diversas vazões de combustível. Este gráfico tem aspecto essencialmente linear por ser a turbina a gás uma máquina com características de potência constante para uma vazão de combustível fixada.



Q_{RP} = torque em regime permanente da turbina
 N_T = rotação da turbina de potência
 w_f = consumo horário de combustível (vazão)

FIGURA 3.17 - GRÁFICO TÍPICO DE TORQUE DESENVOLVIDO PELA TURBINA EM REGIME PERMANENTE VERSUS ROTAÇÃO PARA DIVERSOS CONSUMOS HORÁRIOS DE COMBUSTÍVEL

A perda de potência máxima da turbina devida as perdas de carga dos dutos de aspiração e descarga, pode ser calculada de acordo com o método descrito no folheto da RR (MGT 296). Este procedimento admite que a relação entre vazão e potência é linear e que a queda de pressão (perda de carga) é proporcional ao quadrado da vazão, logo proporcional ao quadrado da po-

tência (ref. 8).

A perda de potência num determinado instante pode, portanto, ser relacionada com a perda de potência máxima por uma expressão proporcional ao quadrado da potência. Ou seja:

$$\text{Pot inst} = 2 \cdot \pi \cdot Q_{rp} \cdot N_T / C \quad (3.34)$$

$$\% \text{Perda inst} = \% \text{perda max} \left(\frac{\text{Pot inst}}{\text{Pot max}} \right)^2 \quad (3.35)$$

$$\text{Pot lim} = \text{Pot max} \cdot \% \text{perda max} \quad (3.36)$$

$$\text{Pot inst real} = \text{Pot inst} \cdot (100 - \% \text{perda inst}) / 100 \quad (3.37)$$

$$Q_{rp} \text{ real} = Q_{rp} \cdot (100 - \% \text{perda inst}) / 100 \quad (3.38)$$

onde:

Q_{rp} - torque em regime permanente obtido das curvas de desempenho da máquina sem considerar perdas de carga.

C = constante de unidades.

Pot inst = potência instantânea da turbina em regime permanente sem considerar as perdas de carga.

Pot lim = potência limite disponível considerando-se as perdas de carga.

$\% \text{perda max}$ = percentagem de perda de potência máxima da turbina (calculada em função das perdas de carga máximas devido aos dutos de aspiração e descarga).

Pot max = potência máxima de projeto da turbina.

$\% \text{perda inst}$ = percentagem de perda de potência instantânea corrigida para a potência instantânea.

Pot inst real = potência instantânea real disponível em regime permanente, corrigida pelas perdas de carga nos dutos de aspiração e descarga.

Q_{rp} real = torque real disponível em regime permanente.

Esta modelagem permite o cálculo em regime permanente do torque disponível na turbina para acionamento do eixo. Ela é bastante simplificada por considerar que a variação de combustível influi diretamente na rotação e torque disponível na turbina de potência. Conforme foi visto no esquema da Figura 3.16, o combustível atua na realidade na rotação do compressor de alta, que por sua vez altera a pressão e vazão de gases pela turbina de potência, só aí variando sua rotação.

Para levar em conta este atraso em resposta dinâmica da rotação da turbina de potência, foi considerado no modelo adotado um atraso simples de primeira ordem em resposta de torque, como mostrado na Figura 3.18.

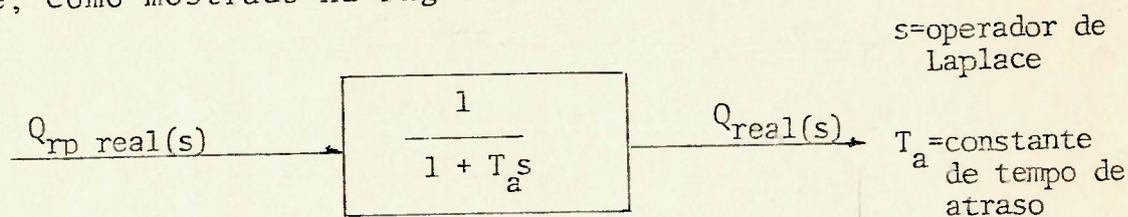


FIGURA 3.18 - DIAGRAMA DE BLOCO DE ATRASO DE PRIMEIRA ORDEM ADOTADO NO MODELO DINÂMICO DA TURBINA

Assim:

$$Q_{real}(s) = \frac{Q_{rp} \text{ real}(s)}{1 + T_a s}$$

Portanto, no domínio do tempo:

$$\dot{Q}_{\text{real}} = \frac{d}{dt} (Q_{\text{real}}) = \frac{Q_{\text{rp real}} - Q_{\text{real}}}{T_a} \quad (3.40)$$

onde:

$Q_{\text{rp real}}$ = torque retirado do gráfico (Figura 3.17) corrigido da perda de potência instantânea devida aos dutos de aspiração e descarga.

Q_{real} = torque desenvolvido pela turbina num determinado instante (em atraso com o valor tabelado).

T_a = constante de tempo de atraso (considerada constante em toda faixa de rotação e potência da turbina).

Adotou-se esta modelagem no programa XIMULFO (Simulação com a turbina) sendo a equação (3.40) a terceira equação diferencial a ser integrada numericamente com as equações (3.1) e (3.2) para resolução do problema de simulação dinâmica.

Se T_a for considerado constante esta equação fica sendo função da vazão combustível (w_f) e da rotação da turbina (NT).

Modelo similar a este foi adotado por RUBIS [1] levando em consideração o efeito dinâmico da seguinte forma:

"O torque obtido do gráfico é multiplicado por um fator KE, função da faixa de variação de rotação desejada, sendo este fator obtido para uma certa carga e para uma determinada variação de combustível".

RUBIS constatou no seu trabalho que o tempo do transitório da turbina variava em torno de 10 segundos, atingindo

em 5 segundos valores acima de 80% do valor em regime permanente.

Recentemente, firmas fabricantes de turbinas a gás (RR e GE) desenvolveram modelos de simulação dinâmica [19] e [20] que levam em consideração a resposta dinâmica do compressor de baixa, a pressão de descarga do compressor, a temperatura de gases de descarga, a dinâmica da turbina de potência, o sistema de controle de combustível, etc., sendo a simulação da GE baseada na geração de um valor chamado PLA ("Power Level Angle").

Quanto à embreagem de acoplamento da turbina redutora, não há necessidade de modelos dinâmicos para simulação, por ser o acoplamento do tipo rígido, sem escorregamento, bastando portanto, o conhecimento de sua inércia que é somada a inércia total do sistema para simulação com turbina (I_T).

Resumindo-se os comentários feitos nesta seção é apresentado na Figura 3.19, o modelo final adotado para a turbina no programa XIMULFO.

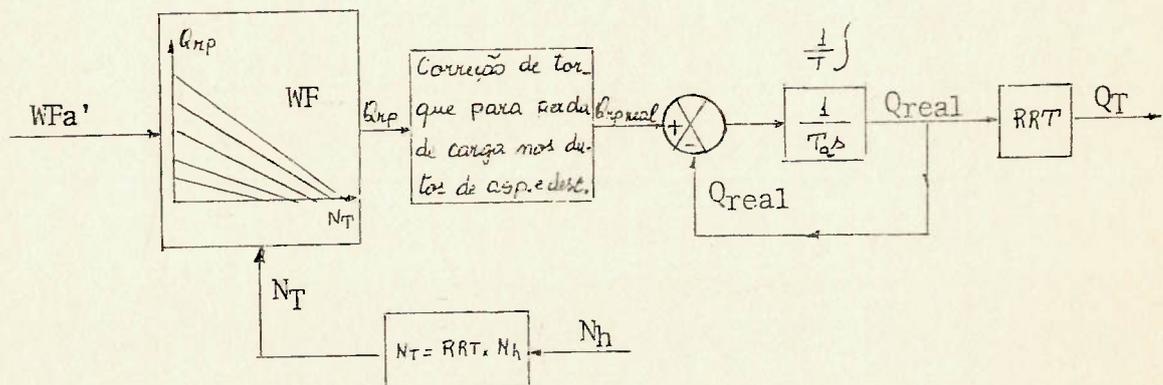


FIGURA 3.19 - MODELO DA TURBINA

Na Figura 3.19 tem-se:

W_{Fa}' = vazão instantânea de combustível atuando na turbina a gás

QT = torque instantâneo desenvolvido pela turbina e referido a rotação do eixo.

Adotou-se na modelagem:

$T_a = 1$ seg (tempo de atraso de resposta da turbina)

% perda max = 4,7% (% perda max de carga devida aos dutos de aspiração e descarga.

3.2.7 Redutor e linha de eixo

Diversas formas de cálculo da perda de atrito na linha de eixo e na redutora são apresentadas nas referências consultadas. Em algumas são utilizados gráficos para calcular a eficiência da transmissão em função da potência transmitida, em outras são apresentadas fórmulas empíricas relacionando a perda instantânea com a perda máxima teórica e a rotação.

Quanto às perdas na linha de eixo é usual considerar-se um valor em torno de 1% da potência total transmitida ou 10% do torque perdido na redutora.

O modelo matemático adotado relaciona perda em torque transmitido com a rotação do eixo ou da máquina.

Pode-se assim a cada instante da simulação dinâmica calcular o termo de torque de atrito perdido (Q_f) necessário para a equação (3.2).

Conhecendo-se o torque do DIESEL (Q_m) ou da turbina

(Q_T), as razões de redução para o motor (RRM) ou para a turbina (RRT) e as inércias totais (I_T ou I_M), pode-se a qualquer instante calcular a rotação do eixo por integração da equação (3.2), em conjunto com as demais da modelagem.

As Figuras 3.20 e 3.21 apresentam a parte do diagrama de bloco relativa ao cálculo de N_h , nos dois programas desenvolvidos.

- Programa REMULFO

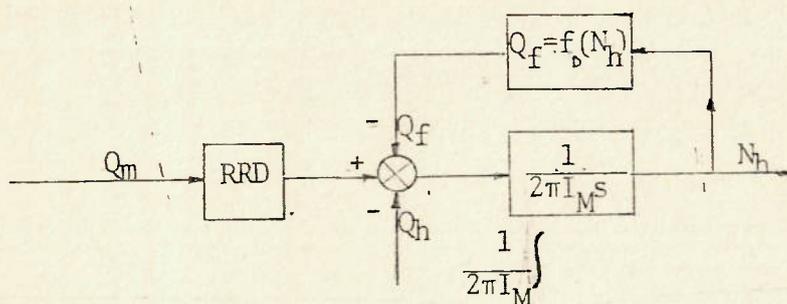


FIGURA 3.20 - DIAGRAMA DE BLOCO DA MODELAGEM PARA CÁLCULO DE N_h NA SIMULAÇÃO COM DIESEL (REMULFO)

- Programa XIMULFO

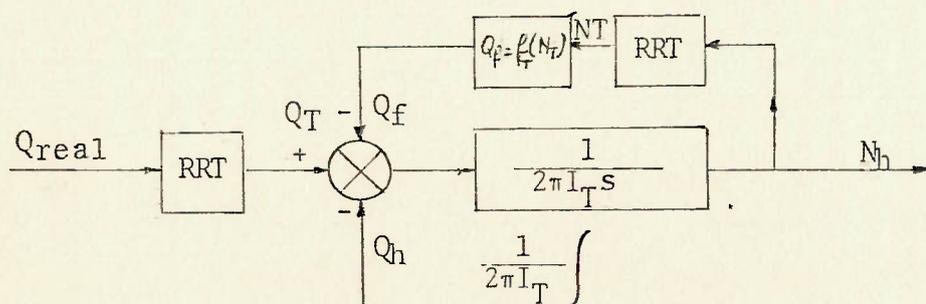


FIGURA 3.21 - DIAGRAMA DE BLOCO DA MODELAGEM PARA CÁLCULO DE N_h NA SIMULAÇÃO COM TURBINA (XIMULFO)

3.2.8 Sistema de controle

O estudo de simulação tem os objetivos indicados na seção 1 e visam a determinação dos valores dos parâmetros do sistema de controle que resultem num melhor desempenho para o navio.

O navio em estudo apresenta três modos diferentes de operação com 1 ou 2 motores Diesel, ou turbina a gás. Como os valores de referência para as variáveis de controle são diferentes para os diferentes modos, o sistema de controle deve primeiramente possibilitar a seleção do modo de operação.

Uma vez selecionada a máquina, o sistema deve permitir que o navio navegue em condições estáveis na velocidade desejada.

Em condições de variação de velocidade, o sistema deve emitir os sinais de controle de passo e injeção de combustível, fazendo-os variar, seguindo certas leis de controle, do valor de referência inicial para o final. Eventualmente os sinais demandados para os diversos atuadores poderão ser modificados por restrições e inibições, em função dos valores transientes das diversas variáveis do sistema.

O esquema básico do sistema de controle proposto é mostrado na Figura 3.22.

O valor da velocidade desejada (MCV-manete de controle de velocidade) é introduzido no módulo principal de controle. Partindo-se dos valores de integração casco-máquina-hélice os programas de controle de rotação de referência para o die

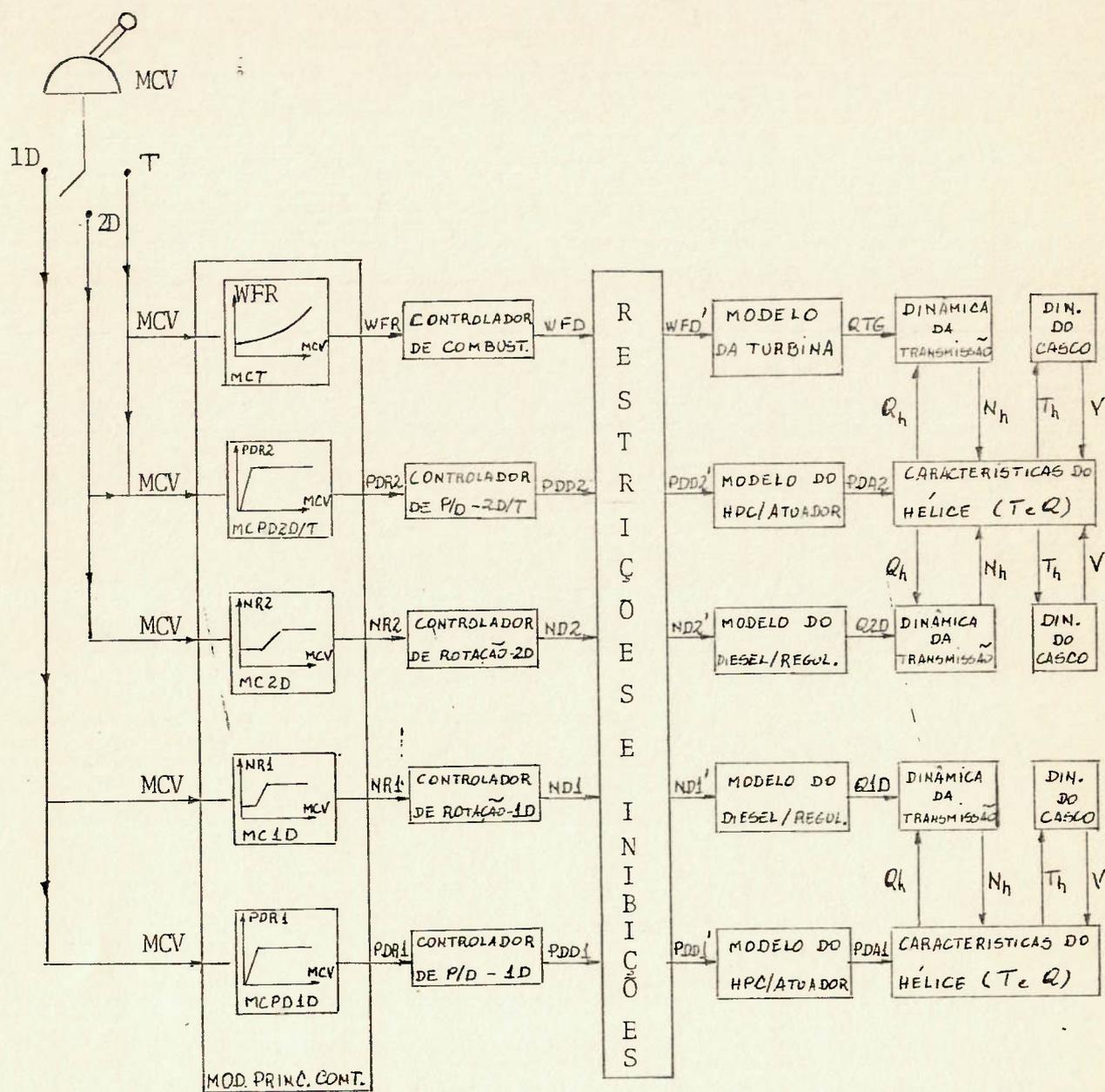


Fig. 3.22 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO SISTEMA DE CONTROLE PROPOSTO

(nomenclatura próxima página)

Nomenclatura da Fig. 3.22.

MCV	=	posição do manete de controle de velocidade
1D	=	acionamento por 1 diesel
2D	=	acionamento por 2 diesel
T	=	acionamento por turbina
MCT	=	módulo de controle da turbina
MCPD2D/T	=	módulo de controle de P/D para 2 diesel ou turbina
MC2D	=	módulo de controle de 2 diesel
MC1D	=	módulo de controle de 1 diesel
MCPD1D	=	módulo de controle de P/D para 1 diesel
WFR	=	combustível de referência para turbina
PDR2	=	P/D de referência para 2 diesel ou turbina
NR2	=	rotação de referência para 2 diesel
NR1	=	rotação de referência para 1 diesel
PDR1	=	P/D de referência para 1 diesel
WFD	=	vazão de combustível demandada para turbina
WFD'	=	WFD após passar pelas restrições e inibições do sistema de controle
PDD2	=	P/D demandado para o hélice com 2 diesel ou turbina
PDD2'	=	PDD2 após passar pelas restrições e inibições do sistema de controle
ND2	=	rotação demandada para 2 diesel
ND2'	=	ND2 após passar pelas restrições e inibições do sistema de controle
ND1	=	rotação demandada para 1 diesel
ND1'	=	ND1 após passar pelas restrições e inibições do sistema de controle
PDD1	=	P/D demandada para o hélice com 1 diesel
PDD1'	=	PDD1 após passar pelas restrições e inibições do sistema de controle
QTG	=	Torque instantâneo desenvolvido pela turbina a gás
PDA2	=	P/D alcançado com 2 diesel ou turbina
Q2D	=	Torque instantâneo desenvolvido por 2 diesel
Q1D	=	Torque instantâneo desenvolvido por 1 diesel
PDA1	=	P/D alcançado com 1 diesel

sel (NR) ou combustível de referência para a turbina (WFR) e passo de referência para o hélice (PDR) são gerados. De acordo com o tipo de máquina de acionamento estes sinais de referência passam pelos controladores propostos e, dependendo das restrições e inibições do sistema de controle, vão agir nos atuadores dos modelos resultando, após integração dinâmica, em valores atingidos de rotação, combustível e passo e consequente velocidade do navio.

Os fabricantes da turbina e do motor recomendam tempos mínimos de variação de WF e NR de modo que seus equipamentos fiquem protegidos quanto a cargas excessivas, limitando assim a razão de variação de demanda.

No caso específico dos equipamentos considerados, estes tempos são:

- a) Para a turbina o combustível deve variar de combustível de marcha lenta ao combustível máximo em tempo maior que 10 segundos.
- b) Para o diesel o valor da velocidade de referência para o regulador deve variar entre os valores mínimo e máximo em tempo maior que 15 segundos.

Visando o crescimento gradual do sinal de referência, foi procurado um tipo de controlador que desse uma resposta o mais linear possível num tempo mínimo igual ao especificado pelos fabricantes.

O controlador proposto é do tipo proporcional, saturado com banda morta conforme o esquema mostrado na Figura 3.23.

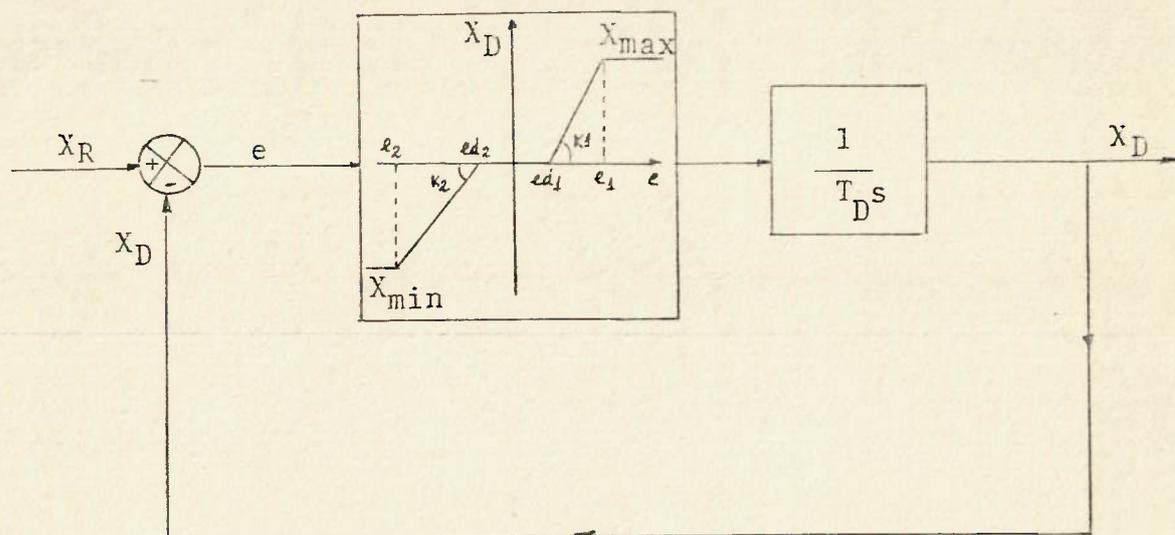


FIGURA 3.23 - DIAGRAMA DE BLOCO DO CONTROLADOR TÍPICO PROPOSTO

Nesta figura tem-se:

- X_R = valor de referência
- X_D = valor demandado
- e = erro = $X_D - X_R$
- e_1 = limite de saturação para erro positivo.
- e_2 = limite de saturação para erro negativo.
- X_{max} = saturação de saída máxima positiva.
- X_{min} = saturação de saída máxima negativa.
- K_1 = constante de proporcionalidade para erro positivo
- K_2 = constante de proporcionalidade para erro negativo
- ed_1 = extremo positivo da banda morta.
- ed_2 = extremo negativo da banda morta.
- T_D = constante de tempo do integrador (1/s) onde
 s = operador de Laplace.

Para uniformidade de sistema de controle foi consi-

derado o mesmo esquema de controlador para P/D, NR e WF.

O esquema de controladores proposto é o mostrado na Figura 3.24.

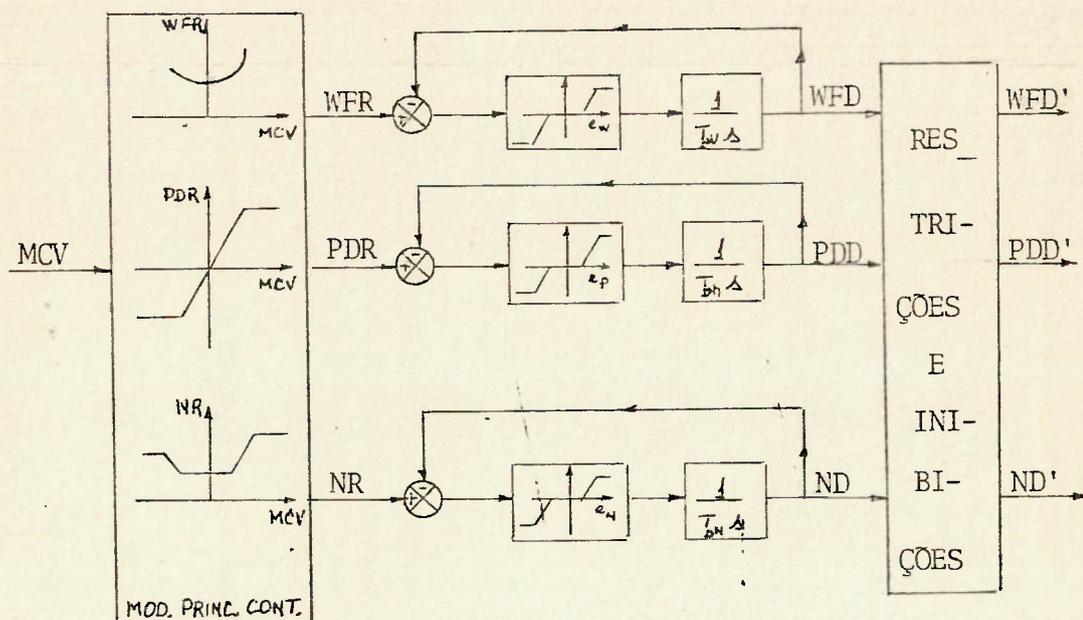


FIGURA 3.24 - ESQUEMA DOS CONTROLADORES DE WF, P/D E NR PROPOSTO

A função de transferência em malha fechada do controlador típico proposto é:

a) na faixa banda morta

$$\frac{X_D}{X_R} = 0 \quad \text{para} \quad \begin{array}{l} e < ed_1 \\ e < ed_2 \end{array} \quad (3.41)$$

b) na faixa proporcional (atraso de 1º ordem)

$$\frac{X_D}{X_R} = \frac{1}{T \frac{s}{K_1} + 1} \quad \text{para} \quad ed_1 \leq e \leq e_1 \quad (3.42)$$

$$\frac{X_D}{X_R} = \frac{1}{T \frac{s}{K_2} + 1} \quad \text{para} \quad e_2 \leq e \leq ed_2$$

c) na faixa saturada

$$\frac{X_D}{X_R} = \frac{X_{\max}}{T_S} \text{ para } \begin{cases} e > e_1 \\ e < e_2 \end{cases} \text{ (independe da realimentação)} \quad (3.43)$$

Este tipo de controlador tem as seguintes vantagens:

- a) Resposta aproximadamente linear a uma entrada de grau (Figura 3.4).
- b) Tempo de resposta facilmente regulável por T_D e K ou X_{\max} .
- c) Erro em regime permanente pequeno e regulável.

As restrições e inibições serão apresentadas nos capítulos seguintes. Em última análise, elas vão modificar o sinal de controle, alterando o sinal demandado de acordo com os valores transientes das outras variáveis do problema.

No programa de simulação com diesel o estudo é feito com a variação dos parâmetros dos controladores de passo e rotação do diesel propostos. Obtém-se, após a passagem pelo bloco de RESTRIÇÕES e INIBIÇÕES, os valores efetivamente demandados para o atuador de passo e para o regulador de velocidade do motor.

No programa de simulação com turbina o controlador de passo foi modelado em conjunto com o atuador do passo (seção 3.2.4). Analogamente, o controlador de combustível foi modelado de modo a representar a resposta tipicamente linear do controlador proposto a um degrau de entrada. Obtém-se após a passagem pelo bloco de RESTRIÇÕES e INIBIÇÕES os valores efetivamente alcançados de passo (PDA') e da vazão de combustível para a turbi

na (WFa'). A análise das diversas manobras é feita por variação de parâmetros dos sinais de controle típicos considerados e mostrados nas Figuras 3.25 e 3.26.

Nas Figuras 3.25 e 3.26 tem-se:

a) manobra a vante

PDI_V = P/D inicial da manobra a vante

$PDMAV$ = P/D final da manobra a vante

tpd_V = tempo de variação de P/D de PDI_V a $PDMAV$

α_V = razão de variação de passo na manobra a vante

PA_V = antecipação de passo na manobra a vante

WFI_V = vazão de combustível inicial da manobra a vante

$WFMAV$ = vazão de combustível final da manobra a vante

twf = tempo de variação de combustível de WFI_V a $WFMAV$

B_V = razão de variação máxima de combustível na manobra a vante

$WFIT$ = vazão de combustível intermediária na manobra a vante que determina o instante em que o combustível passa a crescer mais lentamente

SFR = fator de correção de B_V para diminuir a razão de crescimento de combustível na manobra a vante

b) manobra a ré

PDI_R = P/D inicial da manobra a ré

$PDMAR$ = P/D final da manobra a ré

tpd_R = tempo de variação de P/D de PDI_R a $PDMAR$

α_R = razão de variação de passo na manobra a ré

PA_R = antecipação de passo da manobra a ré

WFI_R = vazão de combustível inicial da manobra a ré

WFR = vazão de combustível intermediária na manobra a ré

twf_1 = tempo de variação de combustível de WFI_R a WFR

B_{R1} = razão de variação de combustível de WFI_R a WFR

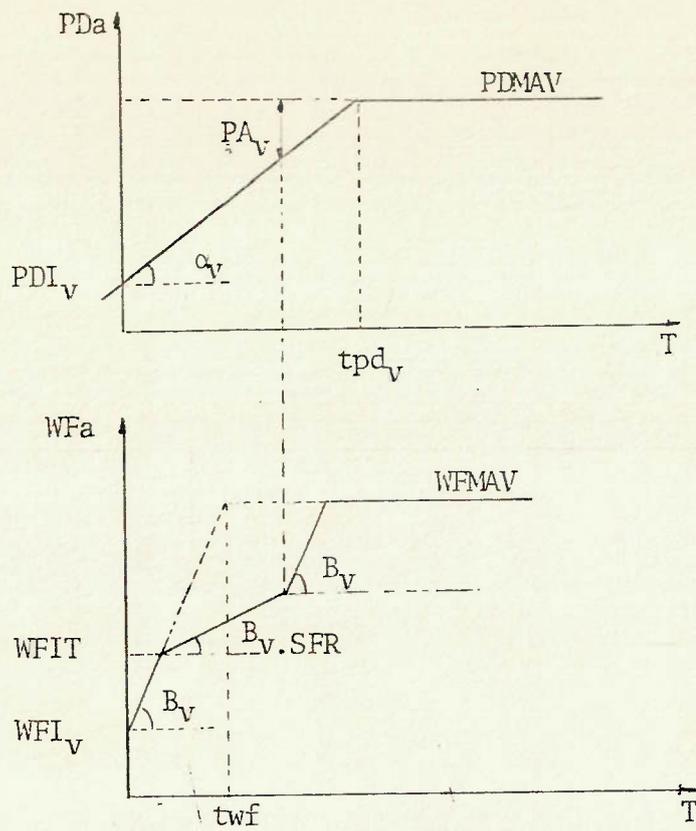


FIGURA 3.25 - ESQUEMAS TÍPICOS DE SINAIS DE CONTROLE NAS MANOBRAS A VANTE, COM TURBINA

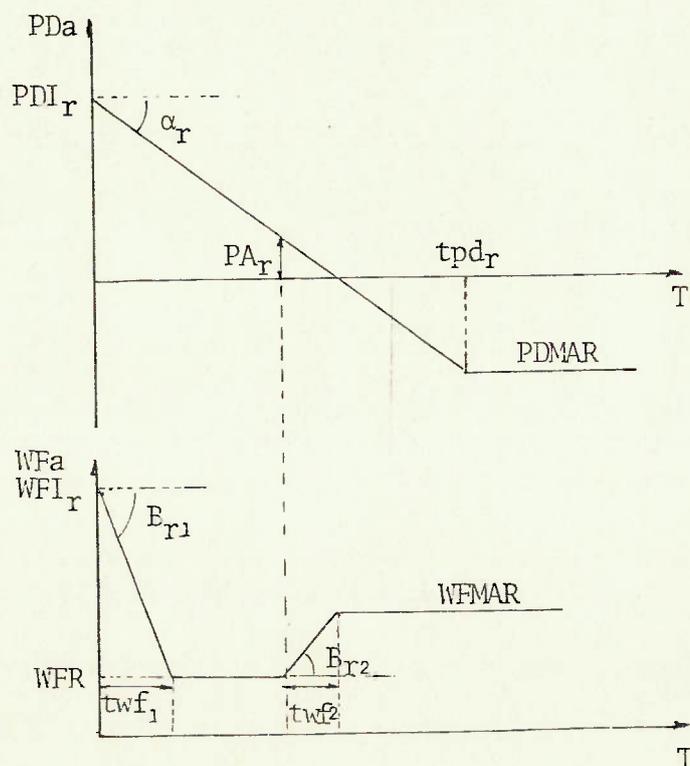


FIGURA 3.26 - ESQUEMAS TÍPICOS DE SINAIS DE CONTROLE NAS MANOBRAS A RÉ COM TURBINA

WFMAR = vazão de combustível final da manobra a ré
twf₂ = tempo de variação de combustível de WFR a WFMAR
B_{r2} = razão de variação de combustível de WFR a WFMAR
T = tempo atual de simulação.

O estudo das funções de controle será desenvolvido nos capítulos 4 e 5. A inclusão destas definições neste ponto, decorre da necessidade de se obter um modelo integrado para o sistema de controle da turbina.

Basicamente, se no bloco de RESTRIÇÕES e INIBIÇÕES do sistema de controle existissem circuitos que permitissem a variação dos parâmetros dos controladores de P/D e WF, em função dos valores atingidos por estas variáveis, o aspecto dos gráficos de resposta dos sinais de controle seria similar ao apresentado nas Figuras 3.25 e 3.26.

Sintetizando as considerações feitas nesta seção são apresentados nas Figuras 3.27 e 3.28 os diagramas de bloco dos sistemas de controle propostos para simulação com DIESEL e turbina.

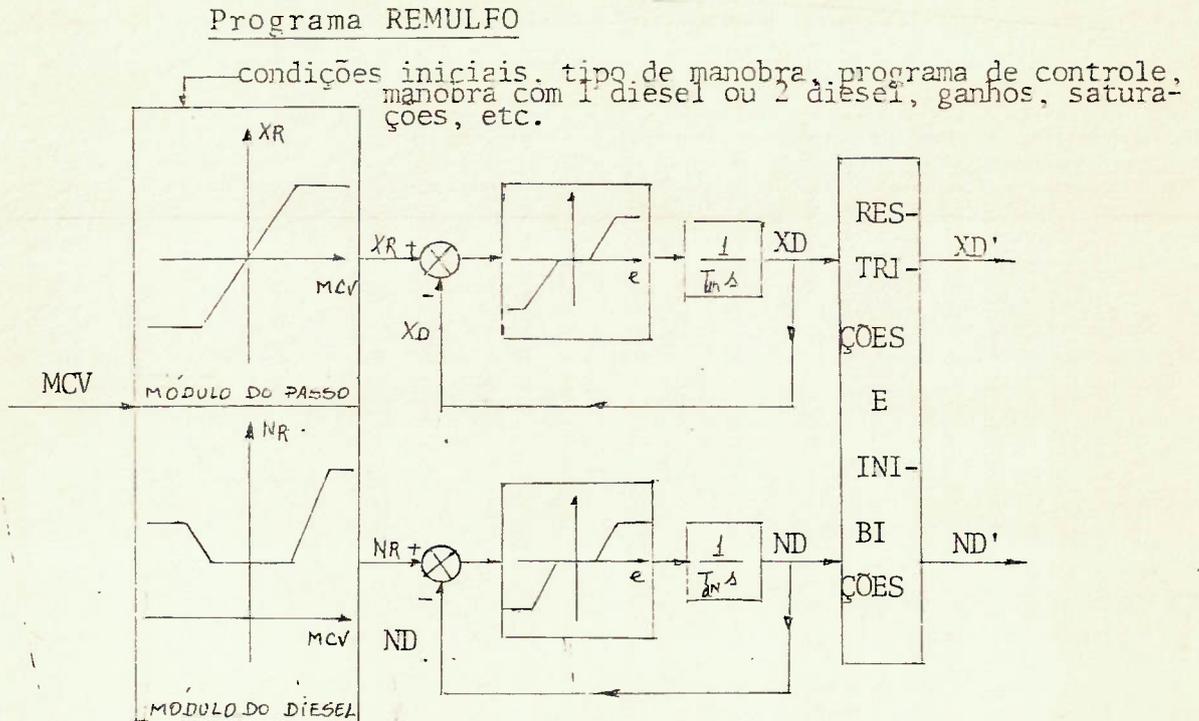


FIGURA 3.27 - DIAGRAMA DE BLOCO DO SISTEMA DE CONTROLE PARA OPERAÇÃO COM MOTOR DIESEL

Na Figura 3.27 tem-se:

XD' = curso efetivamente demandado para o atuador do passo.

ND' = rotação de referência efetivamente demandada ao regulador do motor.

Programa XIMULFO

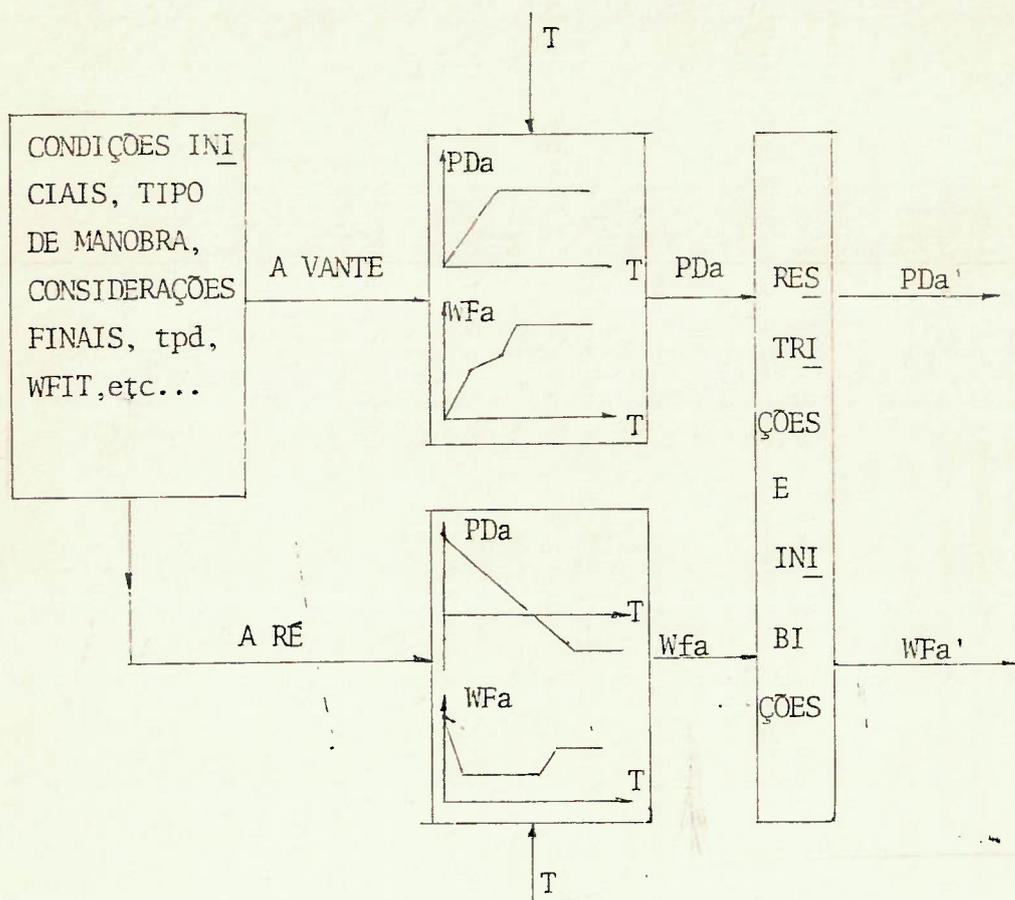


FIGURA 3.28 - DIAGRAMA DE BLOCO DO SISTEMA DE CONTROLE PARA OPERAÇÃO COM TURBINA

Na Figura 3.28 tem-se:

T = tempo atual da simulação

PDa' = P/D efetivamente alcançado pelo sistema no HPC

Wfa' = WF efetivamente alcançado pelo sistema de atuação de combustível.

3.28 Modelo integrado do sistema

3.28.1 Operação com motor diesel

Acoplando-se convenientemente os modelos desenvolvidos nas seções anteriores obtém-se o modelo integrado do sistema propulsor com controle, cujo esquema simplificado é mostrado na figura 3.29. As variáveis de entrada no programa são a posição de MCV inicial e final, o tipo de manobra, o número de motores da manobra, os ganhos e saturações dos controladores produzindo as variáveis de saída plotadas:

- i) MCV/MCV_{max} (velocidade de referência instantânea/velocidade de referência).
- ii) XD'/XR_{max} (P/D demandado instantâneo/P/D máximo com 2 diesel).
- iii) ND'/NR_{max} (rotação demandada instantânea/rotação de referência máxima com 2 diesel).
- iv) FR/FR_{max} (cremalheira demandada instantânea/cremalheira máxima do motor).
- v) NH/NH_{max} (rotação instantânea do hélice/rotação máxima do hélice com diesel).
- vi) PDa/PD_{max} (P/D alcançado instantâneo/P/D máximo com 2 diesel).
- vii) V/V_{max} (velocidade instantânea/velocidade máxima com 2 diesel).
- viii) Th/Th_{trab} (empuxo do hélice instantâneo/empuxo máximo de trabalho do hélice com 2 diesel).

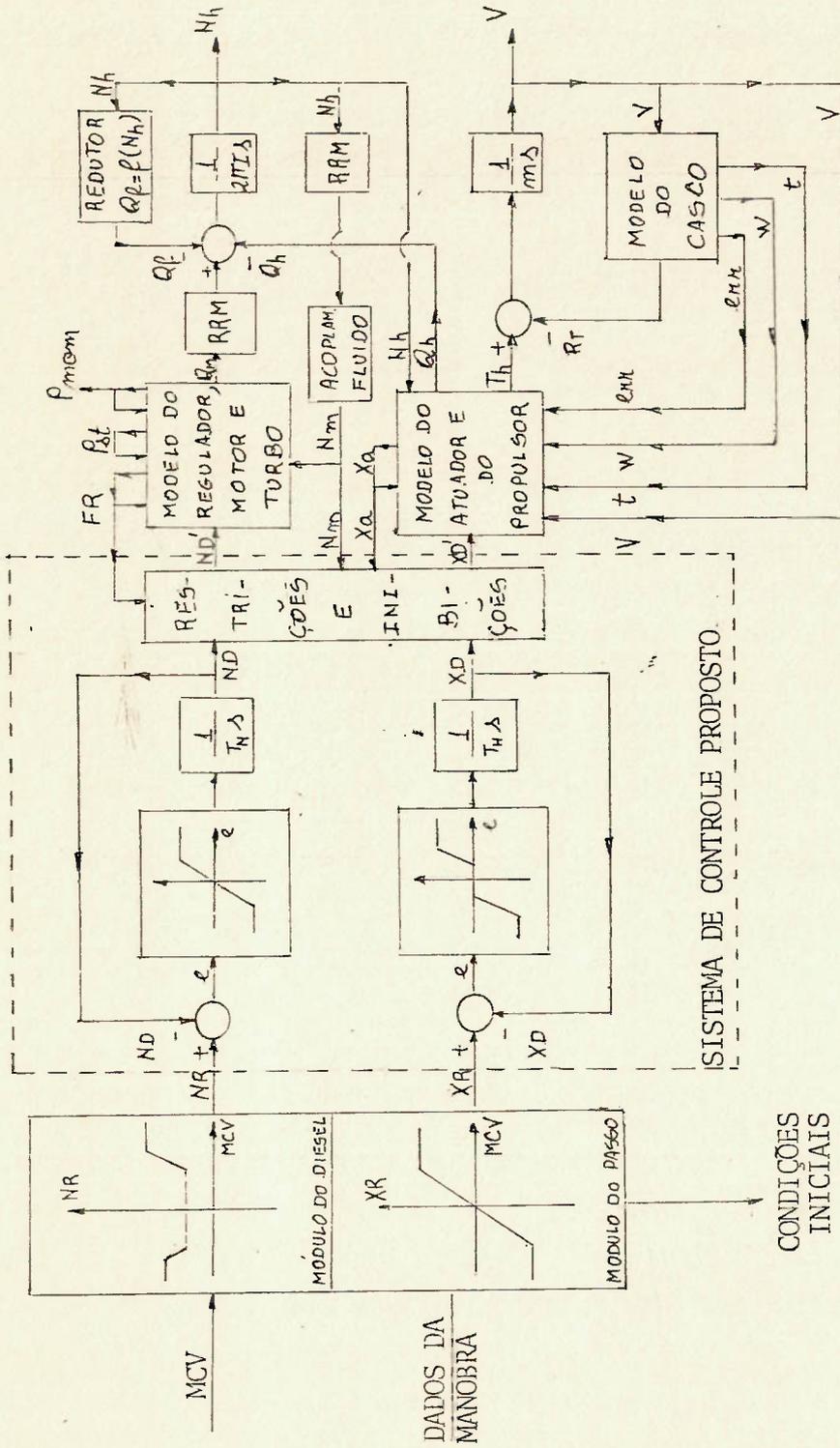


Fig. 3.29 - MODELO INTEGRADO DO SISTEMA COM CONTROLE NO PROGRAMA REMULFO

ix) $Q_h/Q_h \text{ trab}$ (torque do hélice instantâneo/ torque máximo de trabalho do hélice com 2 diesel).

O programa calcula as condições iniciais de passo, rotação e injeção de combustível em função da integração casco-máquina-hélice e resolve numericamente as equações dinâmicas do problema.

3.2.9.2 Operação com turbina

Observados os comentários feitos nas seções anteriores e acoplado-se convenientemente os modelos adotados obtém-se o modelo integrado do sistema propulsor com controles para turbina, cujo esquema simplificado é mostrado na Figura 3.30.

As variáveis de entrada são as condições iniciais e finais desejadas de V , P/D , WF e N_h , o tipo da manobra, os tempos de variação de P/D e WF e outras variáveis definidas nas Figuras 3.25 e 3.26. As variáveis de saída plotadas são:

- i) P_{Da}'/P_{Dmax} (P/D alcançado instantâneo/ P/D máximo com turbina).
- ii) W_{Fa}'/W_{Fmax} (WF alcançado instantâneo/ WF máximo para a turbina).
- iii) N_H/N_{Hmax} (rotação instantânea do hélice/ rotação máxima do eixo com turbina).
- iv) P_{OTa}/P_{OTmax} (potência instantânea na turbina/potência máxima disponível na turbina).
- v) $T_h/T_h \text{ trab}$ (empuxo do hélice instantâneo/ empuxo máximo de trabalho do hélice com turbina).

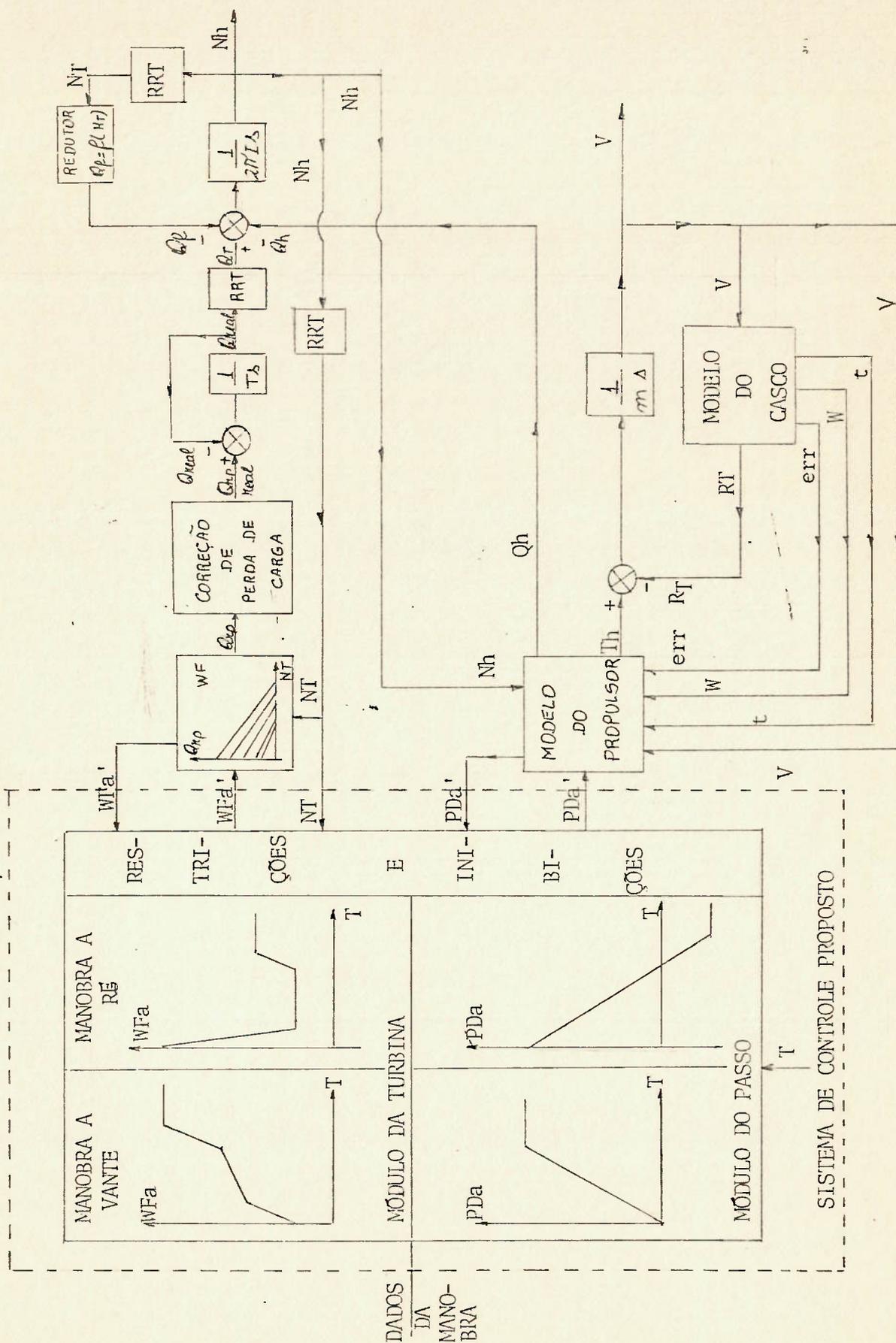


Fig. 3.30 - MODELO INTEGRADO DO SISTEMA COM CONTROLE NO PROGRAMA XIMULFO

- vi) $Q_h/Q_h \text{ trab}$ (torque do hélice instantâneo/ torque máximo de trabalho do hélice com a turbina).
- vii) V/V_{max} (velocidade instantânea/velocidade máxima com turbina).
- viii) $Q_T/Q_T \text{ trab}$ (torque instantâneo na turbina/torque máximo de trabalho da turbina).

O programa resolve numericamente as equações dinâmicas do problema de simulação e calcula a variação de P/D e WF em função do tempo atual da simulação e dos parâmetros de controle adotados.

4.0 SIMULAÇÃO

Os objetivos propostos para a simulação são: obter parâmetros do sistema de controle, que possibilitem a utilização da manete de controle de velocidade em qualquer condição, de modo que o sistema de propulsão fique sempre protegido quanto a esforços ou torques excessivos; no regime permanente, tentar obter o mínimo consumo específico do sistema ou condições de menor ruído; em regime de aceleração, efetuar a mudança de velocidade no menor tempo possível e no caso de desaceleração parar o navio na menor distância possível.

Baseando-se nestes objetivos serão simuladas manobras padrão de aceleração e parada e, através de variação de parâmetros, obtidos um conjunto de valores adequados para o sistema de controle da propulsão.

Em virtude do grande número de parâmetros envolvidos e pelas características de não linearidade e acoplamento das duas equações diferenciais de definição do problema (3.1) e (3.2), não é desenvolvido nenhum procedimento convencional para definição destes parâmetros. O procedimento proposto baseia-se na análise de cada um dos parâmetros, em separado, simulando-se manobras com variação deste parâmetro e procurando-se obter um valor que satisfaça às figuras de mérito definidas nos objetivos.

Como o estabelecimento dos parâmetros de controle pode resultar em valores diferentes para a manobra a vante e para a manobra a ré, além de depender do tipo de máquina emprega-

ga (1 diesel, 2 diesel, turbina), o que não seria prático para implantação, será feita uma análise de sensibilidade de tipo de manobra e tipo de máquina, verificando-se a possibilidade de se utilizar um parâmetro único para todas as máquinas e manobras. Se não for possível adotar um valor único, os valores finais recomendados serão função da máquina e da manobra.

Os parâmetros finais obtidos serão ajustados no sistema de controle sendo os resultados comparados com os obtidos na simulação inicial feita (manobras padrão), sem atuação do controle.

4.1 Definição das Manobras Padrão

Duas manobras padrão foram consideradas na simulação:

a) manobra de aceleração brusca:

O navio está inicialmente parado com a máquina selecionada funcionando em marcha lenta, o MCV é movido instantaneamente de zero para a máxima posição possível para a máquina considerada. O tempo de duração da simulação foi especificado em 150 segundos.

b) manobra de parada brusca:

Com o navio navegando na maior velocidade possível para a máquina considerada, o MCV é movido de máxima a vante para máxima a ré, instantaneamente. A simulação é feita pelos programas desenvolvidos, terminando o processamento ao se atingir a parada do navio.

4.2 Simulação das Manobras Padrão (sem controle)

A) manobras com diesel (Programa REMULFO)

Supondo-se que não existisse o sistema de controle proposto a rotação de referência para o diesel (NR) seria imediatamente demandada ao regulador de velocidade do motor (ND') e a posição de referência do passo (XR) seria imediatamente demandada ao atuador do passo (XD'). Ou seja, levando-se em consideração a Figura 3.29, ter-se-ia:

$$NR = ND'$$

$$XR = XD'$$

O programa foi executado para manobras de aceleração e parada brusca com diesel. Os resultados obtidos (anexo 1) estão resumidos na Tabela 4.1.

Manobra e nº de diesel	tpd	T ₈	D ₈	T ₁₁	D ₁₁	T _P	D _P
AV-1 diesel	9 seg	117 seg	508m	-	-	-	-
AV-2 diesel	14 seg	74,5 seg	322,9m	126 seg	827,4m	-	-
AR-1 diesel	16 seg	-	-	-	-	100seg	326,4m
AR-2 diesel	21 seg	-	-	-	-	67seg	319,2m

Tabela 4.1 - Resumo de resultados de manobras padrão (sem controle) com diesel

sendo:

tpd = tempo de variação do passo de 0° a 21,5° na manobra AV com 1 diesel.

tempo de variação do passo de 0° a 31° na manobra AV com 2 diesel.

tempo de variação do passo de $21,5^{\circ}$ a -19° na manobra AR com 1 diesel

tempo de variação do passo de 31° a -19° na manobra AR com 2 diesel.

T_8 = tempo para atingir a velocidade de 8m/seg
(15,55 nós).

D_8 = distância para atingir a velocidade de 8m/seg.

T_{11} = tempo para atingir a velocidade de 11m/seg
(21,38 nós).

D_{11} = distância para atingir a velocidade de 11m/seg

T_P = tempo para parar.

D_P = distância para parar.

Como o fabricante do motor recomenda que o valor de mandado de rotação para o motor varie em tempo maior que 15 segundos do valor mínimo ao máximo, foi considerado o controlador proposto de rotação do diesel com os valores dos parâmetros mostrados na Figura 4.1.

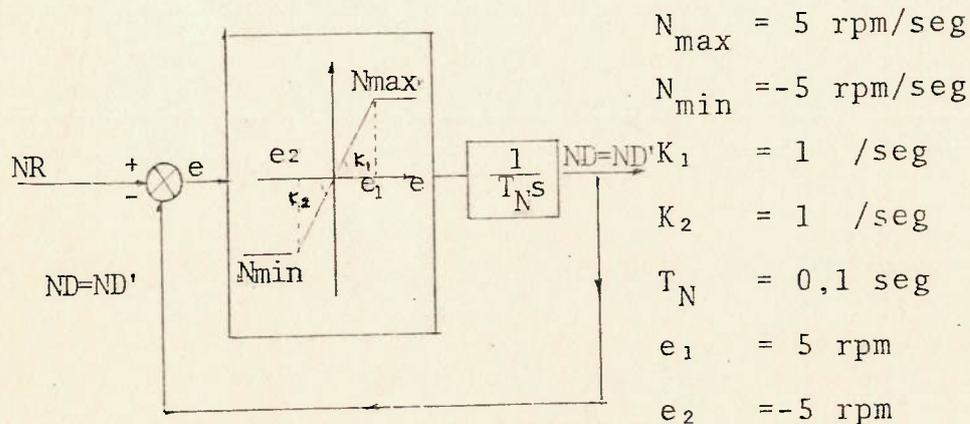


FIGURA 4.1-ESQUEMA DO CONTROLADOR PROPOSTO PARA ROTAÇÃO DO DIESEL

Obtêm-se um tempo de variação de ND de aproximada - mente 15 segundos. Os resultados apresentados no anexo 2 são re sumidos na Tabela 4.2.

Manobra e nº de diesel	tpd	T ₈	D ₈	T ₁₁	D ₁₁	T _p	D _p
AV-1 diesel	9seg	121seg	507,7m	-	-	-	-
AV-2 diesel	14seg	80,5seg	327,7m	132,5seg	836m	-	-
AR-1 diesel	16seg	-	-	-	-	100seg	328,4m
AR-2 diesel	21seg	-	-	-	-	67seg	322,1m

Tabela 4.2 - Resumo dos resultados de manobras padrão (com controle de ND) com diesel

Obs.: Nestas manobras foi considerado $XR = XD'$ para simular inexistência de controle do passo.

B) manobras com turbina (Programa XIMULFO)

Baseando-se nos resultados do programa REMULFO , o tempo de variação do passo (sem controle) de máximo AV à máxi mo AR foi de 21 segundos e de zero a máximo AV foi de 14 segun dos.

O fabricante da turbina recomenda que o tempo de variação da vazão de combustível (twf) do valor correspondente a marcha lenta até o valor máximo seja maior que 10 segundos. Si mulando-se um controlador de resposta linear de combustível pro posto com valores máximos de parâmetros foram utilizados os es quemas mostrados na Figura 4.2 para simulação das manobras.

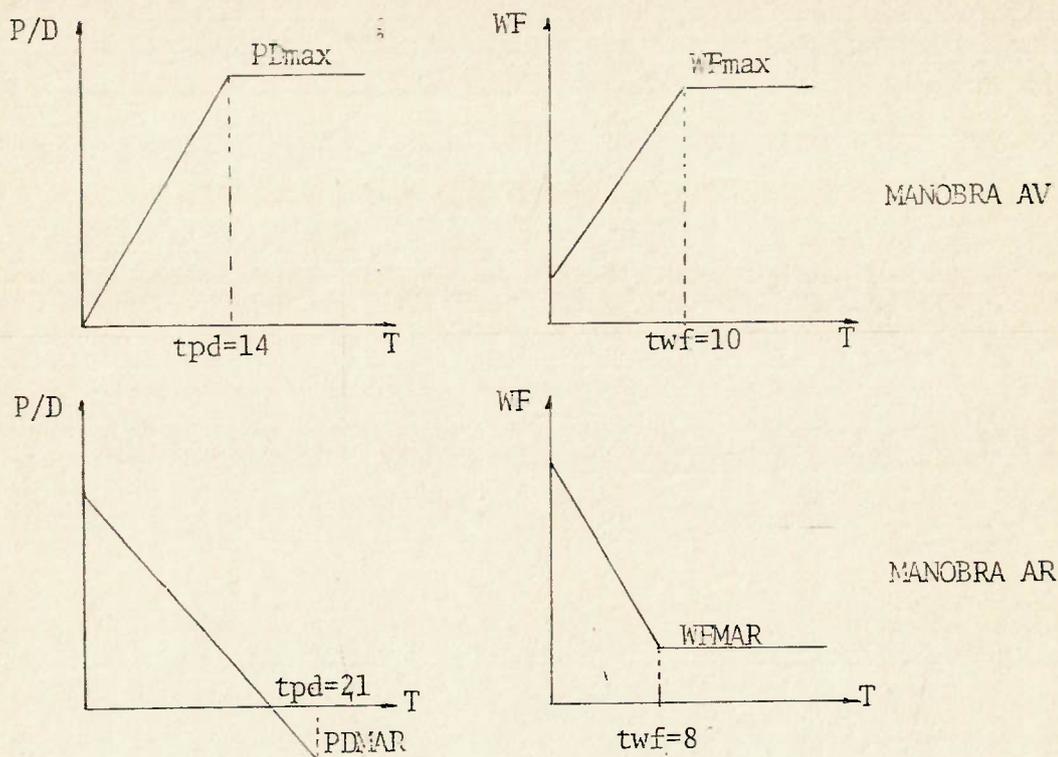


FIGURA 4.2.- ESQUEMA DOS SINAIS DE CONTROLE PARA AS MANOBRAS PADRÃO NO PROGRAMA XIMULFO

Os resultados obtidos na manobra AV apresentados no anexo 3 estão resumidos na Tabela 4.3. Na manobra a ré a máquina disparou, pois a queda de carga (passo) não foi contrabalançada pela queda de combustível.

Como a turbina é uma máquina de resposta muito rápida, tentou-se reduzir o combustível mais rapidamente para evitar o disparo.

O programa foi executado com os seguintes dados:

twf = 6 e 5 segundos (limite do fabricante - 1 segundo)

tpd = 21 segundos.

Os resultados obtidos apresentados no anexo 3 estão resumidos na Tabela 4.3.

Manobra variação de WF	tpd	T ₃₀	D ₃₀	T _P	D _P
twf=10 AV	14	55,7	517,4	-	-
twf=8 AR	21	MÁQUINA DESARMOU			
twf=6 AR	21	MÁQUINA DESARMOU			
twf=5 AR	21	-	-	66seg	385,4m

Tabela 4.3 - Resumo dos resultados de manobras padrão
(com controle de WF) com turbina

As seguintes observações se fazem necessárias:

a) na manobra a vante os valores de empuxo e torque máximos foram:

$$Th \text{ max} = 1174026 \text{ N} (0,85 \text{ Th max projeto})$$

$$Qh \text{ max} = 868019 \text{ J} (0,995 \text{ Qh max projeto})$$

Os valores máximos de projetos são (ver seção 2.3):

$$T \text{ max de projeto} = 1385000 \text{ N}$$

$$Q \text{ max de projeto} = 872000 \text{ J}$$

Considerando-se eventuais erros de precisão na simulação, estes valores são muito altos principalmente o de torque, podendo causar sérios riscos a segurança da redutora.

b) na manobra a ré os valores de N_h max, N_h min e

T_h min obtidos foram:

$$N_h \text{ max} = 287,1 \text{ rpm}$$

$$N_h \text{ min} = 73,5 \text{ rpm}$$

$$T_h \text{ min} = -918495 \text{ N}$$

Estes valores extremos também são considerados altos pelas razões acima expostas. Convém lembrar que a rotação máxima aceitável no eixo no caso de desarme da turbina (6226rpm) seria de 288,2 rpm e que a rotação recomendada mínima para o eixo é de 70 rpm.

4.2.1 Análise dos resultados obtidos nas manobras padrão

Analisando-se os resultados obtidos conclui-se que:

a) Os valores máximos de T_h e Q_h obtidos nas manobras com diesel são muito menores que os obtidos com a turbina. Esta diferença de esforços era esperada em virtude da grande diferença de potência e rotações do eixo envolvidas com cada máquina.

Máquina	Potência máxima disponível	Rotação máxima do eixo
1 diesel	3750 HP (2796 Kw)	175 rpm
2 diesel	7500 HP (5592 Kw)	175 rpm
Turbina	25000 HP (18643 Kw)	262 rpm

Tabela 4.4 - Comparação de potências e rotações das máquinas

b) As manobras feitas sem controle de rotação demandada para o motor, não devem ser consideradas como padrão de

juízo por não estarem de acordo com a recomendação do fabricante, que especifica o tempo de variação de N_R maior ou igual a 15 segundos sendo, nestas manobras as variações imediatas.

c) Considerando-se as manobras sem controle de passo, como manobras diesel padrão (MDP), verifica-se que o desempenho do navio para chegar a 8 m/seg de velocidade é muito melhor com 2 diesel que com 1 diesel, o mesmo acontecendo na parada: resultado esperado em virtude da maior potência envolvida com 2 diesel.

d) Observando-se os resultados das MDP (Anexo 2), verifica-se que nas duas manobras a vante o motor ficou muito tempo no limite máximo de cremalheira e torque (DBR), em virtude desta limitação de torque o desempenho pode ser melhorado se o sistema de controle evitar que isto aconteça.

e) Na manobra a ré com um diesel, a cremalheira do motor ficou limitada no valor mínimo (4mm) pois a carga estava diminuindo (P/D decrescente); a partir de um certo instante, ainda com P/D positivo, ela começa a crescer mas aos 12 segundos, com P/D negativo, o motor entra no DBR permanecendo aí até o término da simulação. Além disso, a rotação do eixo cai a 40,31 rpm, que é um valor inferior ao mínimo recomendado de 70 rpm.

f) Na manobra a ré com 2 diesel, ocorre o mesmo que no item anterior, só que o motor no final da manobra já não estava mais no DBR. A rotação mínima do eixo obtida foi de 59,13 rpm.

g) Na manobra a vante com turbina, ocorrem empuxos e torques muito grandes. A rotação cresce muito rapidamente inicialmente, caindo posteriormente para depois crescer uniformemente. Sendo a turbina uma máquina de características tal que a potência é essencialmente constante para uma determinada injeção de WF, independentemente da rotação, o ideal seria obter uma resposta dinâmica com rotação sempre crescente.

h) Na manobra a ré com a turbina a carga (P/D) está caindo muito rapidamente causando uma sobrerotação inicial na máquina, com perigo de disparo. Seria aconselhável evitar que isto aconteça.

4.2.2 Ações de controle necessárias

Baseando-se nos comentários feitos na seção anterior pode-se concluir que:

a) É necessário algum tipo de controle de demanda de passo de modo a contrabalançar a carga com a potência disponível no motor a fim de se tentar evitar que o motor opere no DBR.

Como o melhor desempenho deve ser obtido com demanda máxima de combustível, pode-se supor inicialmente, que o controlador de NR está com os parâmetros ideais, devendo-se diminuir a razão de variação do passo.

b) Uma maneira de se evitar que o motor opere no DBR é estabelecer um tipo de controle da carga (passo) em função da rotação atingida pelo motor (Chamada, neste trabalho, de

controle de rotação pelo passo ou "ação de controle ERRON-VXH").

O esquema idealizado é o seguinte:

"Comparar a rotação do diesel com a rotação programada de referência (NR), se o erro (ERRON) for maior que um determinado valor inibir a variação do passo ou, na manobra a vante, retirar passo com uma razão (VXH) fixada e, na manobra a ré, tornar o passo menos negativo com a mesma razão. Tão logo a rotação do motor entre na faixa de erro fixada, permitir o aumento de carga com a razão de variação de passo fixada inicialmente. Esta é a primeira ação de controle do tipo inibição (Figura 3.29) para o sistema de controle do diesel".

c) Para evitar que a rotação do eixo atinja valores muito baixos com diesel, a razão de decréscimo de NR no início da manobra a ré, poderia ser mais lenta, obrigando o motor a manter uma rotação mais alta. Esta ação de controle é do tipo restrição e pode causar disparo do motor.

d) Poder-se-ia também, na manobra a ré com diesel, diminuir rapidamente o NR até um valor que não oferecesse perigo de disparo, mantendo-se NR constante até que o passo se tornasse negativo ou menor que um certo valor, quando se permitiria que NR voltasse a diminuir na razão normal até o valor final. Esta ação de controle será chamada de controle de antecipação de passo (PA) sobre combustível para o diesel.

e) Na manobra a vante com turbina, uma maneira de evitar rotações muito altas e torques altos no início da manobra, (Figura 3.25) seria permitir o crescimento do combustível na razão máxima (B_v) determinada por twf até um valor intermedi

ário (WFIT), manter o combustível neste valor ou permitir seu crescimento com razão lenta (Bv.SFR) até o passo (carga) atingir um certo valor próximo do máximo. A diferença entre o passo máximo (D.DMAV) e este valor será chamada de antecipação de passo (PA). A partir deste ponto seria permitido o crescimento do combustível na razão máxima (Bv), sem perigo de disparo. Esta é uma ação de controle do tipo inibição para o sistema de controle da turbina.

f) Na manobra a ré com turbina, observa-se um perigo muito grande de disparo; para evitar isto (Figura 3.26) pode-se utilizar uma razão rápida de decréscimo de combustível (Br_1) dada por twf_1 . Uma ação de controle a ser pesquisada é retirar combustível até um valor qualquer próximo da marcha lenta (WFR), pois quanto menor o valor do combustível na faixa de passos positivos melhor deve ser o desempenho de parada. Quando o passo passasse por um valor determinado (PAR), seria permitido ao combustível aumentar até o combustível máximo a ré (WFMAR), numa razão (Br_2) dada por twf_2 , a fim de parar o navio o mais rapidamente possível. Esta ação de controle será chamada de controle de antecipação de passo sobre o combustível para a turbina.

4.2.3 Conclusões sobre ações de controle e critérios de julgamento

Como se pode concluir das observações feitas na seção anterior, diversos são os tipos de ação de controle possíveis. Na continuação deste trabalho, serão analisadas algumas

destas ações de controle, procurando-se concluir sobre sua validade e tentando-se achar um valor do parâmetro que melhore o desempenho da instalação. Como foi explicado no capítulo 4, cada parâmetro será analisado, considerando-se os demais constantes.

O critério de julgamento de esforços sobre a instalação, só tem importância nas manobras com turbina, já que a instalação propulsora foi projetada para resistir aos 25000 HP, com 262 rpm do eixo, desenvolvidos por esta máquina propulsora.

Para se analisar o desempenho serão consideradas velocidades de 8m/seg (1 diesel), 11m/seg (2 diesel) e 30 nós (turbina), todas elas dentro da faixa de 90 a 100% dos valores de projeto.

A partir de agora serão consideradas manobras padrão (MP), as simuladas na seção 4.2 com diesel e turbina, cujas características principais de desempenho, estão resumidas na Tabela 4.5.

Manobra	Máquina	Tipo	T ₃₀	D ₃₀	T ₈	D ₈	T ₁₁	D ₁₁	TP	DP	Obs
MP1	Turbina	AV	55,7	517,4	-	-	-	-	-	-	Qh=868019J
MP2	Turbina	AR	-	-	-	-	-	-	66	385,4	Nh max=287,1
MP3	1 diesel	AV	-	-	121	507,7	-	-	-	-	DBR exces.
MP4	2 diesel	AV	-	-	-	-	132,5	836,5	-	-	DBR exces.
MP5	1 diesel	AR	-	-	-	-	-	-	100	328,4	DBR exc. Nh min=40,31
MP6	2 diesel	AR	-	-	-	-	-	-	67	322,1	DBR exc. Nh min=59,13

Tabela 4.5 - Resumo dos resultados das manobras padrão com turbina e diesel

Os parâmetros do sistema de controle serão determinados de modo a melhorar o desempenho da instalação. Para se avaliar as melhoras obtidas serão utilizados os índices de desempenho (ID) definidos a seguir. Na sugestão destes índices levou-se em consideração a rapidez de atendimento de aceleração e de parada do navio. Ou seja, na manobra AV decorrido o mesmo tempo o navio estará mais longe e na manobra a ré se uma batida fosse inevitável esta aconteceria com menor velocidade.

a) manobras a vante (objetivos: mínimo tempo e máxima velocidade média).

$$IDV = \frac{t_V}{d_V/t_V} = \frac{t_V^2}{d_V}$$

IDV = índice de desempenho a vante
 t_V = tempo para atingir velocidade V.
 d_V = espaço para atingir a velocidade V.

b) manobras a ré (objetivos: mínima distância e mínima velocidade média).

$$IDR = d_p \cdot \frac{d_p}{t_p} = \frac{d_p^2}{t_p}$$

IDR = índice de desempenho a ré
 d_p = espaço para parar.
 t_p = tempo para parar.

Os índices de desempenho de cada manobra serão sempre relacionados com as manobras padrão, para verificar se houve algum ganho em desempenho pela ação de controle tomada.

Em virtude do exposto os ID para comparação estão apresentados para cada manobra na Tabela 4.6.

	AV TURBINA	AR TURBINA	AV 1 DIESEL	AV 2 DIESEL	AR 1 DIESEL	AR 2 DIESEL
IDV e IDR	$\frac{t_{30}^2/d_{30}}{55,7^2/517,4}$	$\frac{d_p^2/t_p}{385^2/66}$	$\frac{t_8^2/d_8}{121^2/507,7}$	$\frac{t_{11}^2/d_{11}}{132,5^2/836,5}$	$\frac{d_p^2/t_p}{328,4^2/100}$	$\frac{d_p^2/t_p}{322,3^2/67}$
	$= \frac{t_{30}^2/d_{30}}{6,0}$	$= \frac{d_p^2/t_p}{2250,5}$	$= \frac{t_8^2/d_8}{28,838}$	$= \frac{t_{11}^2/d_{11}}{20,988}$	$= \frac{d_p^2/t_p}{1078,47}$	$= \frac{d_p^2/t_p}{1548,484}$

Tabela 4.6 - Índices de desempenho para comparação com as manobras padrão

Nas manobras com turbina AV e AR, para levar em consideração os esforços, serão considerados os seguintes fatores:

$$\text{IDV turbina} = \frac{T_{30}^2/d_{30}}{6,0} \times \frac{Qh \text{ max}}{868019} = \text{ID}_2$$

$$\text{IDR turbina} = \frac{d^2 / t_P}{2250,5} \times \frac{Nh \text{ max}}{287,1} = \text{ID}_2$$

Leva-se assim em consideração a relação entre o torque obtido na manobra AV analisada e o torque da manobra padrão, e, considera-se a relação entre a rotação máxima obtida na manobra AR analisada e a rotação máxima na manobra padrão.

Caso no decorrer do trabalho seja necessário se pensar um fator qualquer para análise, novos índices de desempenho poderão ser definidos de maneira análoga.

5.0 PROPOSTA DE SISTEMA DE CONTROLE

5.1 Estabelecimento dos Programas de Controle

O primeiro passo para se projetar um sistema de controle é o estabelecimento dos programas de controle em regime permanente. Em outras palavras, determinação dos valores de referência, passo e rotação do eixo, em regime permanente, para condução do navio numa determinada velocidade, de modo que um objetivo seja atingido.

MORISHITA [16] efetuou um estudo de consumo, em regime permanente, para o navio considerado como modelo deste trabalho e concluiu o seguinte:

"Se fosse utilizado um critério de maximizar uma eficiência global do navio, definida por:

$$\eta = \frac{R(V) \cdot V}{C \cdot F} \quad (5.1)$$

onde:

- η = eficiência global,
- $R(V)$ = resistência ao avanço do navio para a velocidade V ,
- V = velocidade do navio,
- C = poder calorífico do combustível,
- F = vazão de óleo combustível.

Os resultados da integração casco-máquina-hélice revelariam que a máxima eficiência seria obtida sempre se o navio navegasse no maior passo possível para a velocidade considerada!

Como é usual se respeitar um critério de mínima rotação da máquina (ou do eixo), o critério para escolha dos programas de controle foi o seguinte:

a) no programa a vante procurar obter uma relação a proximadamente linear entre a posição do manete de controle de velocidade (MCV) e a velocidade.

b) até cerca de 45% da velocidade máxima a rotação é mantida no seu valor mínimo e o passo aumentado linearmente com a velocidade até o seu valor máximo. A partir deste ponto a rotação é aumentada e o passo mantido constante.

Este programa é bastante usual em navios de guerra modernos. Considera-se que do compromisso entre rotação, passo e ruído, obtém-se menor ruído se o passo chegar ao valor máximo com a rotação mínima, pois a subida de rotação no passo máximo produz o menor acréscimo de ruído ao navio.

O programa a ré foi estabelecido obedecendo as seguintes normas:

a) a velocidade a ré deveria, à semelhança do programa AV, independender do tipo de máquina selecionada.

b) relação linear entre MCV e velocidade.

c) potência máxima disponível no eixo, aproximadamente equivalente para qualquer máquina selecionada. Limita-se assim a velocidade máxima a ré que seria de aproximadamente 10 nós com 1 diesel por eixo. As potências de 2 diesel por eixo e da turbina são reduzidas de acordo.

- d) programas idênticos de rotação e passo para qual_uer máquina.
- e) manter a rotação do eixo constante até 45% do MCV máximo a ré.
- f) variar o passo até -19 graus neste intervalo.
- g) subir a rotação do eixo após o passo chegar ao mínimo.
- h) limitar rotação a ré máxima em 130 rpm.

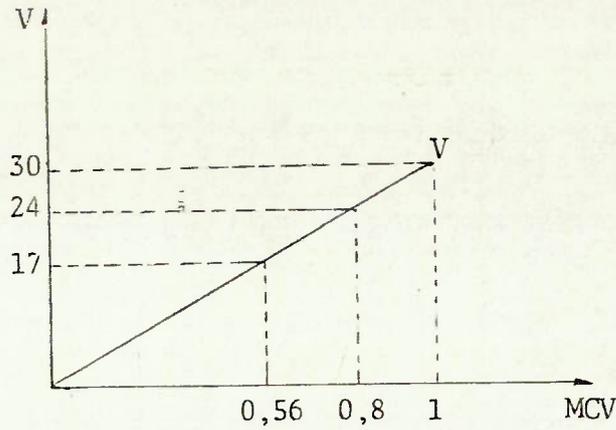
Os esquemas dos programas a vante e a ré, finalmente adotados são mostrados nas Figuras 5.1 e 5.2.

Tendo-se concluído pela necessidade de controle do passo na seção 4.2.2, foi considerado o modelo de controlador proposto para o passo (Figura 3.23) com os seguintes parâmetros iniciais (sem otimização):

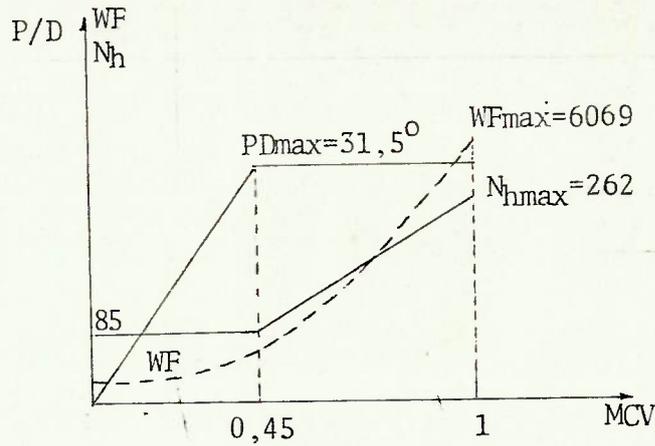
$$\begin{aligned}
 e_1 &= 1 \text{ mm} \\
 e_2 &= -1 \text{ mm} \\
 k_1 &= 7 \text{ /seg} \\
 k_2 &= -7 \text{ /seg} \\
 x_{\text{max}} &= +7 \text{ mm/seg} \\
 x_{\text{min}} &= -7 \text{ mm/seg} \\
 ed_1 &= ed_2 = 0 \\
 T_D &= 0,25 \text{ seg.}
 \end{aligned}$$

Os resultados obtidos nas simulações das manobras extremas com estes dados estão resumidos na Tabela 5.1.

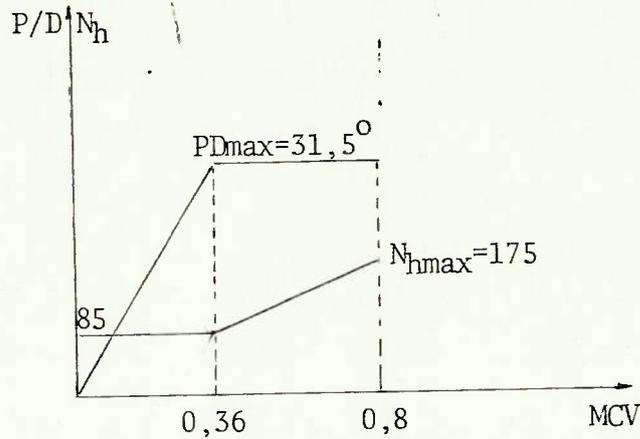
Verifica-se que a única máquina, que não apresentou melhora de desempenho, foi a turbina na manobra a ré, pois uma razão mais lenta de passo, apesar de diminuir a rotação máxima atingida, piora a distância de parada, já que o navio anda mais tempo com passo positivo. (Comparar com a Tabela 4.5).



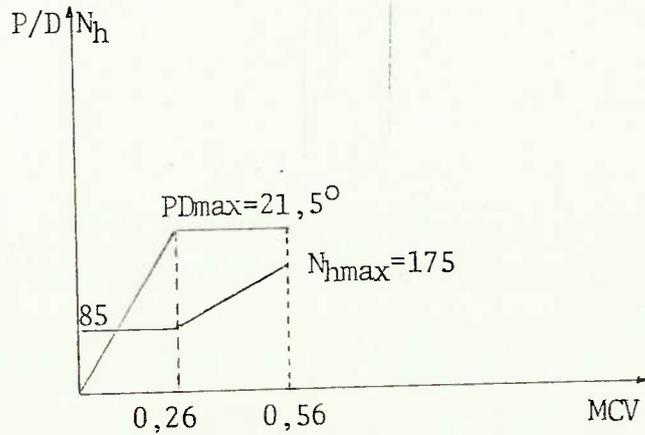
MCV versus velocidade



Programa da turbina



Programa 2 diesel



Programa 1 diesel

FIGURA 5.1 - ESQUEMA DOS PROGRAMAS DE CONTROLE A VANTE

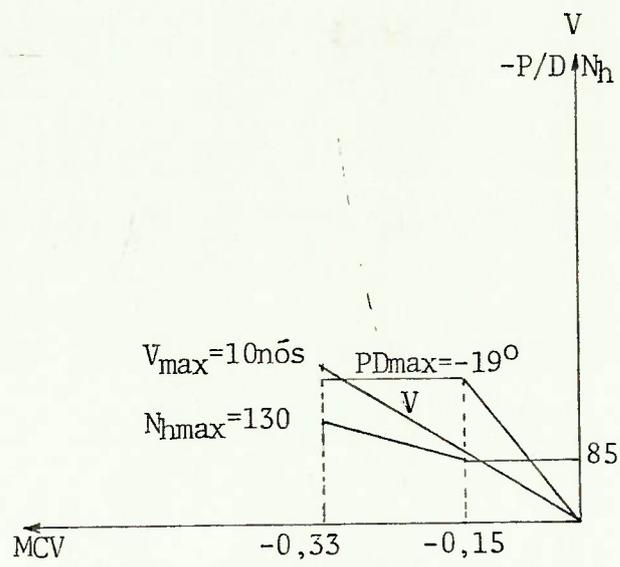


FIGURA 5.2 - ESQUEMA DOS PROGRAMAS DE CONTROLE A RÉ

Nº MANO BRA	MAQUINA	Ti po	T _{pd}	T ₃₀	D ₃₀	T _B	D _B	T ₁₁	D ₁₁	T _p	D _p	ID	Obs.
M1V1	Turbina	AV	17seg	55,5	515,2	-	-	-	-	-	-	ID ₁ 0,968	Qh max=843471
M1R1	Turbina	AR	25seg	-	-	-	-	-	-	66.5	398,9	ID ₂ 1,032	Nh max=278,8
M1D1	1 Diesel	AV	12seg	-	-	121,3	511	-	-	-	-	0,998	DBR
M2D1	2 Diesel	AV	17seg	-	-	-	-	132,5	844,1	-	-	0,991	DBR
M1D1	1 Diesel	AR	20seg	-	-	-	-	-	-	100	328	0,998	DBR Nh min=40,33
M2D1	2 Diesel	AR	25seg	-	-	-	-	-	-	67	322,1	1,0	DBR Nh min=59,09

TABELA 5.1 - RESUMO MANOBRAS INICIAIS COM CONTROLE DE PASSO

5.2 Ações de Controle Preliminares

Visando chegar, o mais rapidamente possível, aos valores procurados dos parâmetros de controle de modo a minimizar os diversos índices de desempenho; pode-se concluir por uma análise dos resultados, até aqui obtidos, que:

5.2.1 Ações de controle preliminares para o diesel

Em todas as manobras com diesel o DBR atuou limitando o combustível e impedindo a subida de rotação do eixo. Uma maneira possível de tentar controlar este fato é adotar controle de rotação pelo passo. O esquema idealizado é mostrado na Figura 5.3.

"AÇÃO DE CONTROLE ERRON - 'VXH'"

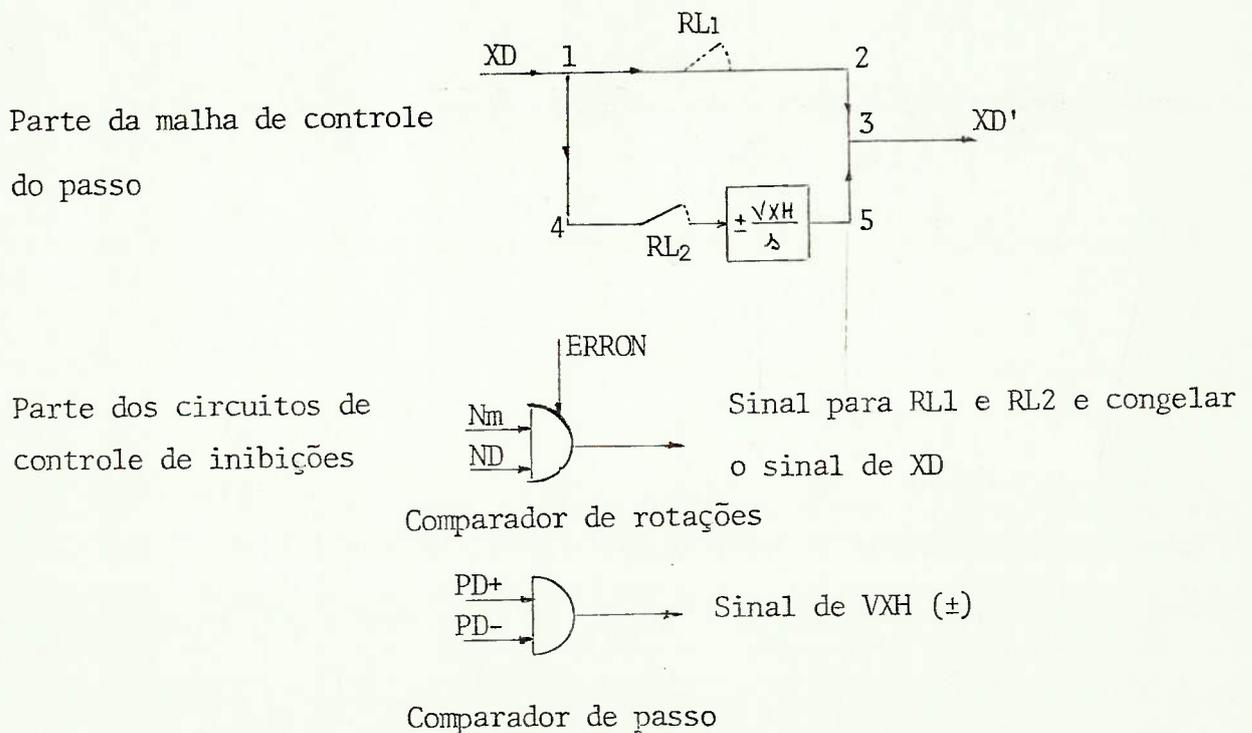


Fig.5.3 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DOS CIRCUITOS NECESSÁRIOS PARA AÇÃO DE CONTROLE DE ROTAÇÃO PELO PASSO (ERRON-VXH)

Define-se inicialmente o percentual de comparação entre a rotação atingida pelo motor e a rotação de referência do motor como $ERRON = 10\%$; e o valor da razão de decréscimo ou acréscimo de demanda de passo de modo a se diminuir a carga sobre o motor, como $VXH = 1 \text{ mm /seg.}$ A ação de controle adotada funciona da seguinte forma (Figura 5.3):

- a) normalmente o sinal de $X_D = X'_D$ já que RL_1 está fechado e RL_2 está aberto (caminho 123);
- b) se a rotação do diesel ficar menor que a rotação demandada de um valor maior que $ERRON$, em percentagem, o comparador de rotações manda sinal para fechar RL_2 e abrir RL_1 , o valor de X_D fica congelado passando a decrescer (se P/D é positivo) ou a crescer (se P/D é negativo) com razão VXH (caminho 1453). A queda do passo, em valor absoluto, diminui a carga sobre o motor permitindo que sua rotação aumente até entrar na faixa de 10% ($ERRON$), quando os sinais de RL_1 e RL_2 são anulados, voltando o sistema a operar normalmente, crescendo a demanda de passo (em valor absoluto) com a razão previamente fixada.

O programa foi executado com estes valores iniciais, obtendo-se os resultados mostrados na Tabela 5.2.

Conclui-se que esta ação de controle foi efetiva, melhorando o desempenho em até $18,1\%$ na manobra M2DV2. A partir deste ponto, serão considerados estes parâmetros ($ERRON = 10\%$ e $VXH = 1$) como fixos ao se proceder os estudos de variação do ga-

no do controlador do passo (Kh) nas seções seguintes.

MANOBRA	MÁQUINA	TIPO	T ₈	D ₈	T ₁₁	D ₁₁	TP	DP	ID	OBS
M1DV2	1 diesel	AV	105	456,8	-	-	-	-	0,837	
M2DV2	2 diesel	AV	-	-	111,5	723,6	-	-	0,819	
M1DR2	1 diesel	AR	-	-	-	-	87	285	0,866	Nh min=45,23
M2DR2	2 diesel	AR	-	-	-	-	62	305	0,969	Nh min=64,72

TABELA 5.2 - RESUMOS DAS MANOBRAS COM ERRON E VXH INICIAIS PARA O DIESEL

5.2.2 Ações de controle preliminares para a turbina

a) Na manobra AV, apesar de se ter conseguido (Tabela 5.1), melhorar o desempenho em 3,2% ao se colocar o controlador do passo, que levava a um tempo de variação de P/D de 17 segundos, o valor máximo de Qh está muito alto (0,967 do valor Q max de projeto). Será necessário portanto perder um pouco de desempenho, visando a segurança da instalação.

A ação de controle idealizada para se conseguir uma diminuição substancial em Qh, foi a seguinte:

"Inibir o crescimento de combustível após um determinado valor fixado (WFIT), diminuindo a razão de crescimento até o passo atingir um valor máximo fixado".

Como resultado, espera-se que o pico inicial da rotação seja menor e conseqüentemente um valor menor de Qh máx. O desempenho pode piorar, mas a segurança da instalação fica as

segurada.

As novas leis de controle são mostradas na Figura 5.4.

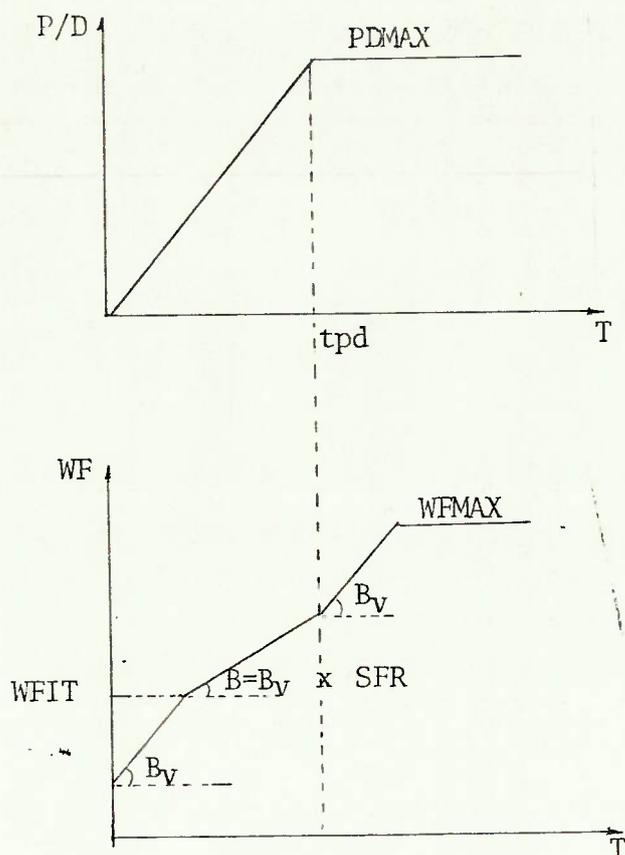


FIGURA 5.4 - LEIS DE CONTROLE MODIFICADAS NA MANOBRA AV COM TURBINA

b) Na manobra a ré, o pico de rotação inicial é muito alto, acarretando um grande avanço do navio com P/D ainda positivo e, conseqüentemente, um desempenho pior.

A ação de controle idealizada para melhorar o desempenho e diminuir o pico de rotação, foi a seguinte:

"Aumentar a razão de decréscimo de combustível, fazendo o combustível baixar até um valor fixado (WFR), manter es

te valor de combustível até o passo passar por um valor fixado, normalmente zero ou PA (antecipação de passo), a partir deste ponto permitir o aumento de WF na razão máxima".

As novas leis de controle são apresentadas na Figura 5.5.

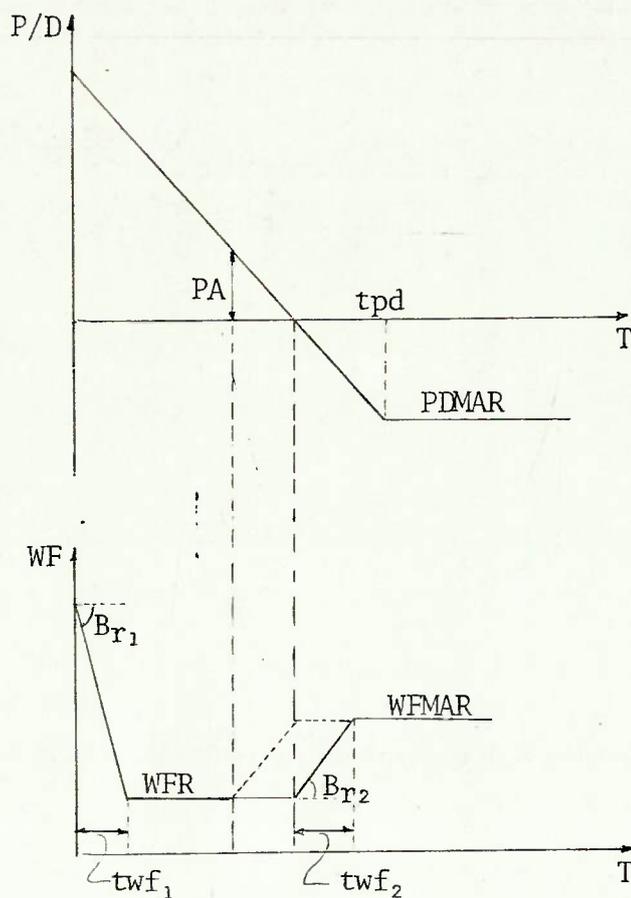


FIGURA 5.5 - LEIS DE CONTROLE MODIFICADAS NA MANOBRA AR COM TURBINA

Foram adotados inicialmente os seguintes valores:

a) manobra a vante:

$$\text{WFIT} = 2043 \text{ Kg/h} \quad (= 1/3 \text{ WF máx})$$

$$\text{SRF} = 15\%$$

Manteve-se $t_{pd} = 17$ seg

$t_{wf} = 10$ seg.

b) manobra a ré:

WFR = 571,5 Kg/h (WF de marcha lenta)

PA = 0° (sem antecipação de passo, aguarda P/D chegar a zero para aumentar o combustível na razão máxima).

$t_{wf_1} = 5$ seg (tempo de decréscimo de combustível).

$t_{wf_2} = 2,5$ seg (causado pela razão de variação máxima de combustível B_v).

WFMAR = 1905 Kg/h.

Manteve-se $t_{pd} = 25$ seg.

Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 5.3.

MANOBRA	T_{pd}	PA	T_{30}	D_{30}	T_p	D_p	I_{D1}/I_{D2}	Obs
$t_{wf}=10$ SFR=15% WFIT=2043 MT1V	17seg	0°	60,3	529,6	-	-	1,068/ 0,997	Qh max=810096
$t_{wf_1}=5$ $t_{wf_2}=2.5$ WFR=571,5 MT2R	25seg	0°	-	-	66,5	394,49	0,959/ 0,885	Nh max=264,85

TABELA 5.3 - RESUMO DAS MANOBRAS COM LEIS DE CONTROLE MODIFICADAS PARA TURBINA

Verifica-se por comparação com a Tabela 5.1 que a lei de controle adotada na manobra a vante piorou o desempenho global, chegando-se entretanto a um valor de $Q_h \text{ máx} = 0,929$ de

Qh máx de projeto. A perda em desempenho AV tem que ser aceita em virtude da segurança física da instalação. Quanto a manobra a ré, houve ganho no desempenho e diminuiu-se o pico inicial de rotação e a distância de parada.

Nas seções que se seguem, será iniciada a busca dos parâmetros mais importantes na avaliação do desempenho da instalação. São eles:

- a) ganho e saturação do controlador do hélice para o diesel;
- b) razão de variação de P/D para a turbina.

Como o motor e a turbina estão com suas razões máximas de aceleração determinadas pelas restrições dos fabricantes e pela segurança da instalação, durante a pesquisa dos parâmetros acima enumerados serão considerados constantes os outros parâmetros definidos nesta seção.

5.3 Determinação dos Parâmetros GANHO e SATURAÇÃO do Controlador do Hélice Para o Diesel

De acordo com a Figura 3.23 se e_1 e e_2 forem fixados e se $ed_1 = ed_2 = zero$, os valores de $X_{máx}$ e $X_{mín}$ ficam determinados por k_1 e k_2 , ou seja:

$$X_{máx} = e_1 \cdot k_1 \quad (5.2)$$

$$X_{mín} = e_2 \cdot k_2 \quad (5.3)$$

Se a constante de tempo do integrador (T_d) for con-

siderada constante, a resposta XD a um valor de referência XR fica perfeitamente determinada.

Até este ponto haviam sido considerados os seguintes valores de parâmetros do sistema de controle:

- parâmetros do motor (índice m):

$$X_{\max_m} = 5 \text{ rpm/s}$$

$$X_{\min_m} = -5 \text{ rpm/s}$$

$$k_m = k_{1m} = k_{2m} = 1 \text{ /s}$$

$$e_{1m} = |e_{2m}| = 5 \text{ rpm}$$

$$ed_{1m} = ed_{2m} = 0$$

$$Td_m = 0,1 \text{ seg}$$

- parâmetros do controle do passo (índice h):

$$X_{\max_h} = 7 \text{ mm/s}$$

$$X_{\min_h} = -7 \text{ mm/s}$$

$$k_h = k_{1h} = k_{2h} = 7 \text{ /s}$$

$$e_{1h} = |e_{2h}| = 1 \text{ mm}$$

$$ed_{1h} = ed_{2h} = 0$$

$$Td_h = 0,25 \text{ seg}$$

- parâmetros de restrição e inibição:

$$\text{ERRON} = 10\%$$

$$\text{VXH} = 1$$

(resultados de simulação mostrados na Tabela 5.2).

Considerando-se todos os parâmetros constantes, exceto k_h , pode-se calcular x_{\max}^h e x_{\min}^h . O programa foi executado varrendo-se a faixa de k_h igual a 0,1 até 10.

O resumo dos resultados obtidos nas manobras a vante e a ré é apresentado nas Tabelas 5.4 e 5.5 e os gráficos de

Índice de desempenho versus k_h estão plotados nas Figuras 5.6 e 5.7 para cada manobra.

Verifica-se pelos resultados obtidos, que existe um mínimo do índice de desempenho nas manobras AV e AR, por coincidência estes mínimos de desempenho ocorreram com k_h muito próximos entre si, respectivamente, nas manobras a vante e a ré. Visando uniformidade de parâmetros serão adotados:

Manobra AV $k_h = 1,2$

Manobra AR $k_h = 1,8$

Nota-se também que o problema de subrotação na manobra a ré com diesel fica eliminado se k_h tem valor menor que 2.

Fixados os valores de k_h foram efetuadas corridas do programa com variação de ERRON, varrendo-se a faixa de 4 a 21%.

O resumo dos resultados obtidos nas manobras a vante e a ré é apresentado nas Tabelas 5.6 e 5.7 e os gráficos de índice de desempenho versus ERRON estão plotados nas Figura 5.8 e 5.9 para cada manobra.

A vante com 1 diesel

A vante com 2 diesel

k_h	T_b	D_b	I_D	k_h	T_{11}	D_{11}	I_D
0,3	101,4	426,7	0,836	0,3	118	698,9	0,949
0,45	96,8	424,7	0,765	0,45	109	690,0	0,820
0,6	95,7	425	0,747	0,6	105	684,7	0,767
0,7	95,4	425,7	0,741	0,7	104	687,5	0,749
0,9	95	426	0,735	0,9	103	687,5	0,735
1	95	426,7	0,733	1	102,5	685,8	0,728
2	97,8	433,2	0,766	1,5	102	690,2	0,718
3	101,6	442	0,809	2	103	690,9	0,731
4	102,0	441,9	0,816	2,5	107,5	705,4	0,780
6	104,5	454,5	0,833	3	109,5	708,4	0,806
7	105,1	457,6	0,8357	4	110,0	712,1	0,810
				7	111,5	723,6	0,819

TABELA 5.4 - RESUMO DE RESULTADOS DE MANOBRAS AV COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE k_h

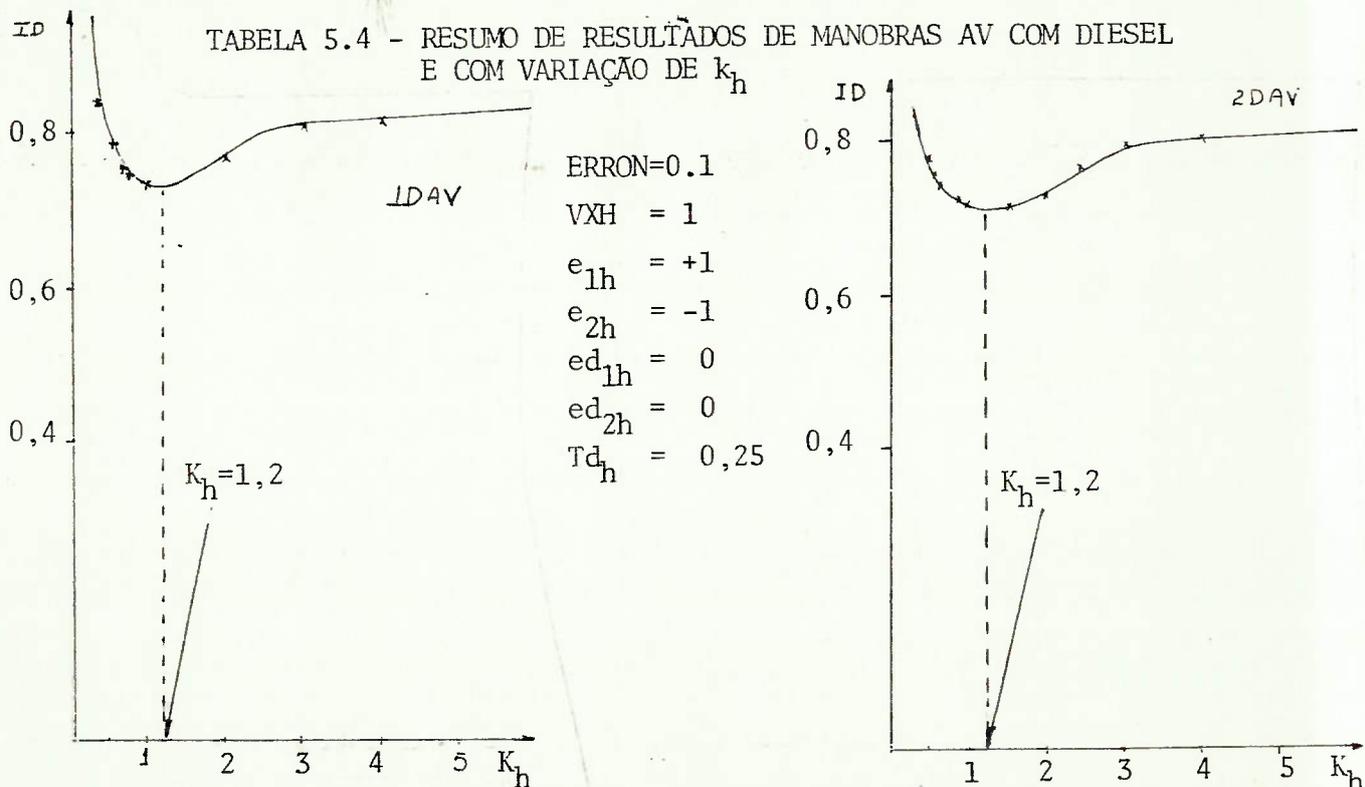
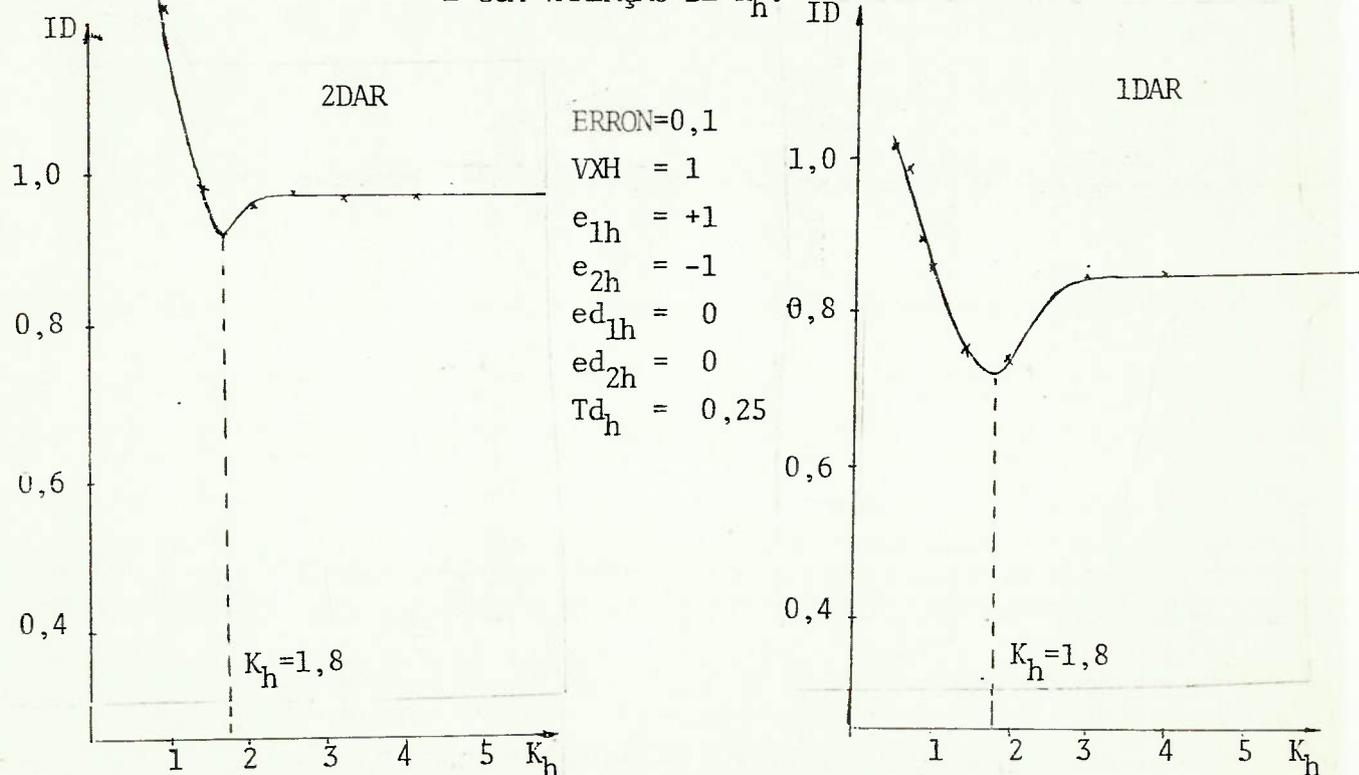


FIGURA 5.6 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS k_h PARA MANOBRAS AV COM DIESEL

A ré com 1 diesel

a ré com 2 diesel

k_h	TP	DP	Nh min	I_D	k_h	TP	DP	Nh min	I_D
0,3	105	428,1	114,9	1,618	0,3	118,3	692,2	119,4	2,616
0,5	88	336,1	114,4	1,190	0,5	85,6	504,5	115,6	1,920
0,7	83	298,2	114,7	0,993	0,7	73,2	417,3	114,8	1,536
0,9	80	278,8	111,8	0,901	0,9	67	367,5	115,3	1,302
1	79,8	272,0	111,8	0,860	1,0	65,1	351,2	112,7	1,223
1,5	77,5	251,4	108,3	0,756	1,5	60	302,5	111,2	0,985
2	78,7	251,9	83,7	0,744	2,0	61,25	302	68,7	0,961
3	87	284,7	45,16	0,864	2,5	62,3	307,4	62,8	0,980
4	87	285,2	44,93	0,867	3	62,3	307,23	62,75	0,978
7	87	285	45,21	0,866	4	62,3	307,13	63,06	0,978
					7	61,7	304,97	61,7	0,973

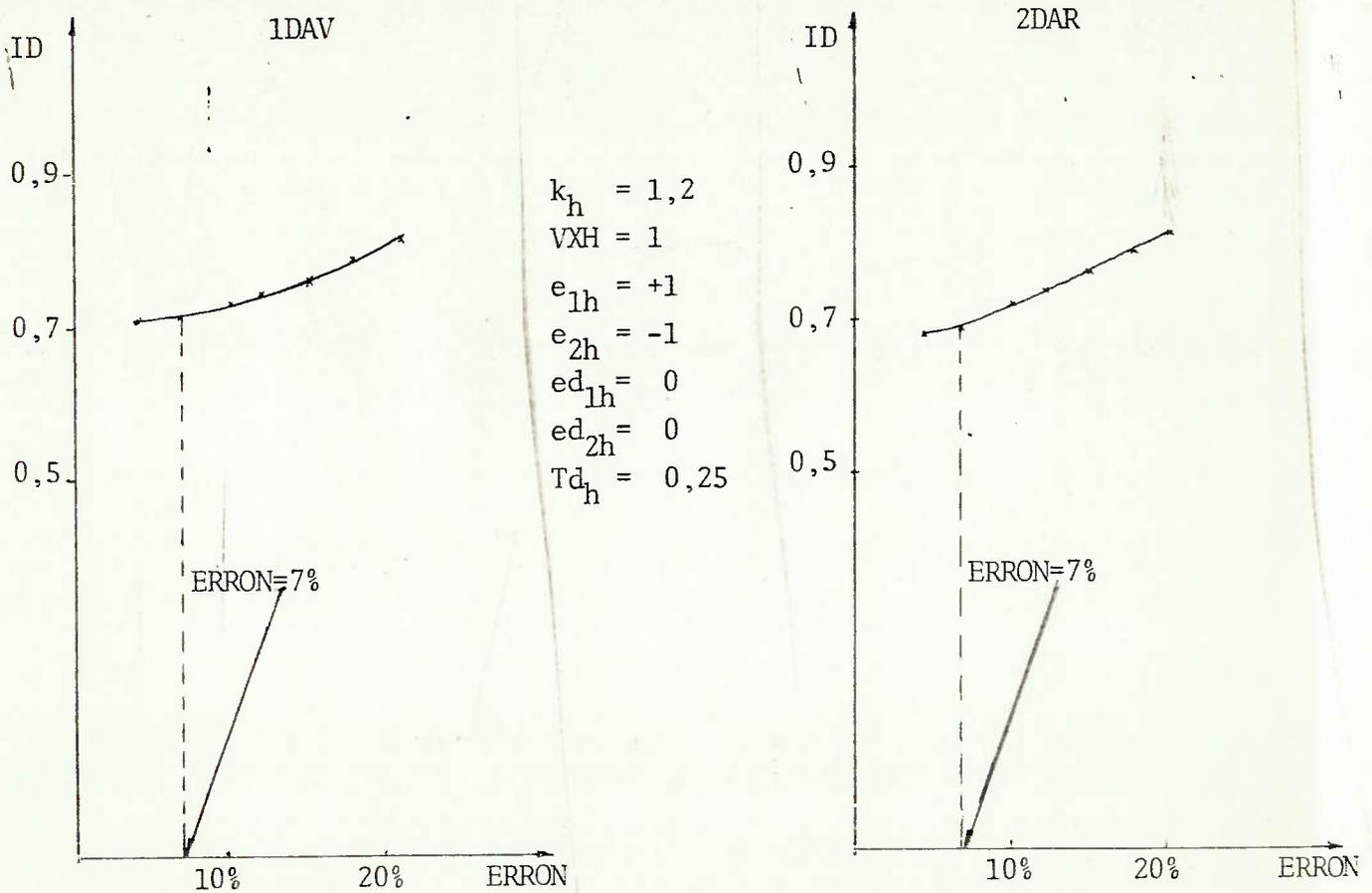
TABELA 5.5 - RESUMO DE RESULTADOS DE MANOBRAS AR COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE k_h .FIGURA 5.7 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS k_h PARA MANOBRAS AR COM DIESEL

A vante com 1 diesel

A vante com 2 diesel

ERRON	T_e	D_e	I_D	ERRON	T_{11}	D_{11}	I_D
4%	92,83	418,17	0,714	4%	95,5	637,0	0,682
7%	93,42	421,03	0,719	7%	98	657,9	0,695
10%	95,0	427,3	0,732	10%	102,0	686,0	0,722
12%	96,9	435,0	0,749	12%	104,5	702,9	0,740
15%	99,17	444,14	0,768	15%	108	725,5	0,766
18%	101,63	452,8	0,791	18%	111	742,8	0,790
21%	103,9	460,3	0,813	21%	114	760,1	0,814

TABELA 5.6 - RESUMO DE RESULTADOS DE MANOBRAS AV COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE ERRON

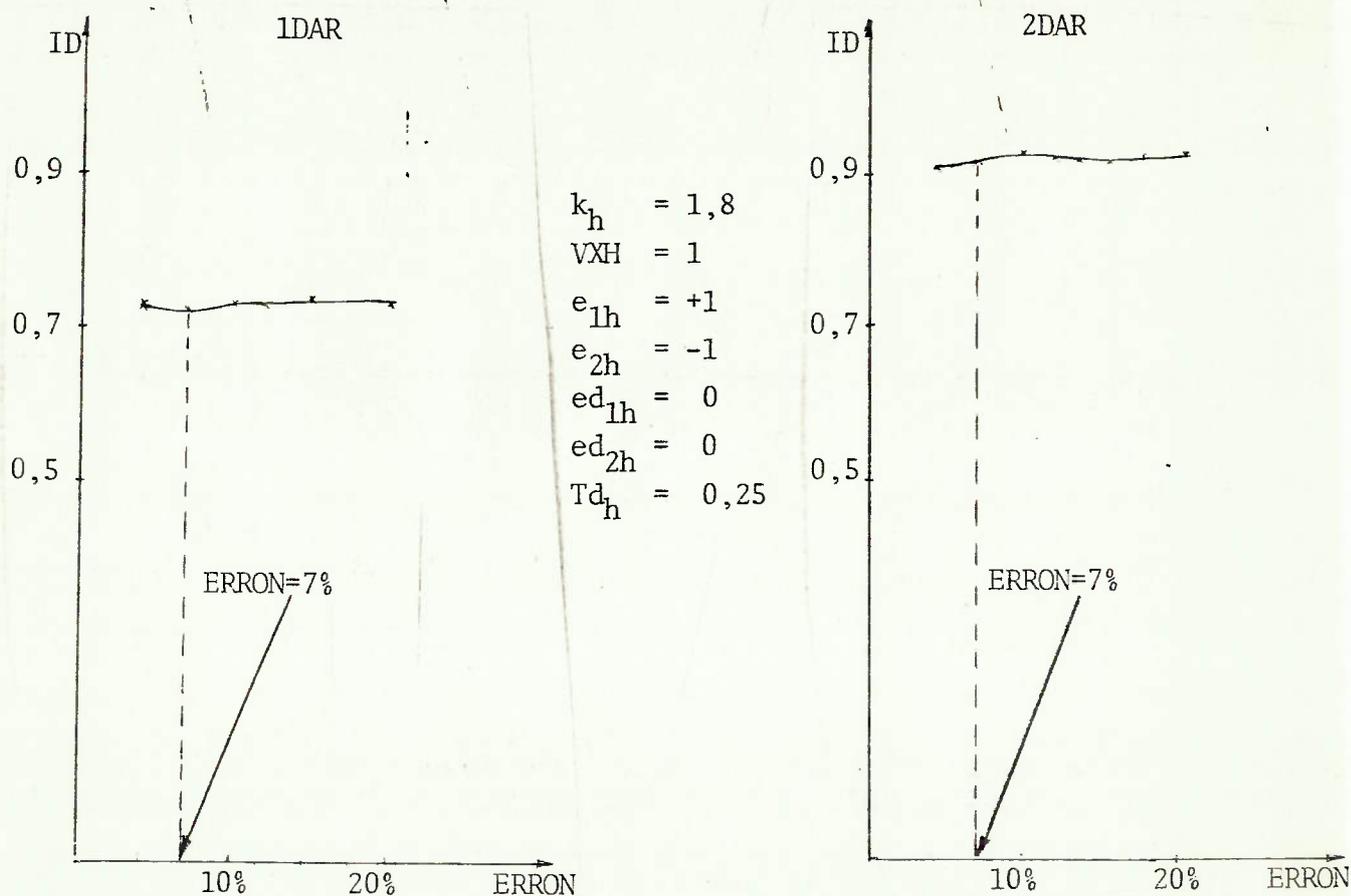
FIGURA 5.8 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS ERRON PARA MANOBRAS AV COM DIESEL

A ré com 1 diesel

A vante com 2 diesel.

ERRON	TP	DP	I_D	ERRON	TP	DP	I_D
4%	80	250,9	0,730	4%	58,8	288,5	0,914
7%	75,4	243,3	0,728	7%	57,7	286,8	0,920
10%	77,4	247,6	0,734	10%	58,5	290,4	0,931
12%	79	250,2	0,735	12%	59,8	293,0	0,927
15%	80,3	252,3	0,735	15%	61,5	296,4	0,922
18%	80,0	253,4	0,744	18%	62,4	299,2	0,926
21%	80,9	253,9	0,736	21%	62,8	300,8	0,930

TABELA 5.7 - RESUMO DE RESULTADOS DE MANOBRAS AR COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE ERRON

FIGURA 5.9 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS ERRON PARA MANOBRAS AR COM DIESEL

Verifica-se pelos resultados obtidos que o desempenho AV cai com ERRON. Nas manobras AR o desempenho pouco se altera com ERRON. A Tabela 5.7 indica que a única manobra que apresentou ligeira melhora de desempenho com variação de ERRON foi 1DAR para ERRON = 7%. Por análise dos resultados dos gráficos obtidos da simulação verificou-se que se ERRON é muito pequeno ocorre muita oscilação no sistema. Visando uniformidade de parâmetros será adotado ERRON = 7%.

Como o sistema é essencialmente não linear, sua estabilidade e desempenho pode depender das condições iniciais (CI).

Visando verificar o desempenho com diversas CI foram simuladas diversas manobras com variação das condições iniciais para cada manobra e máquina.

Os parâmetros de controle até aqui determinados foram mantidos constantes. O desempenho foi avaliado pelos índices anteriormente definidos e por um novo índice que leva em consideração a variação das condições iniciais de cada manobra assim definido:

$$ID_3 = ID \frac{\Delta V_{MAM}}{\Delta V_{MP}} \quad (5.2)$$

sendo: ID_3 = índice de desempenho levando em consideração a variação de condição inicial,

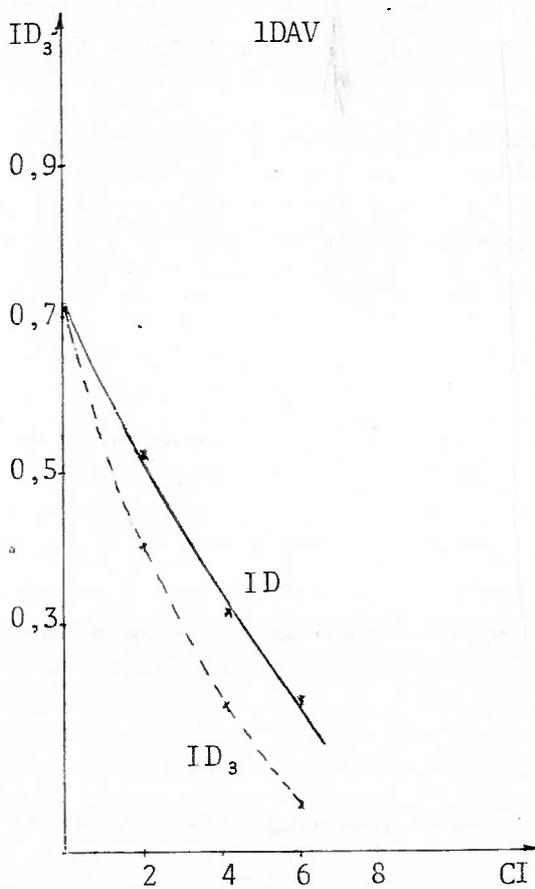
ID = índice de desempenho da manobra a vante ou a ré de aceleração ou parada brusca,

A vante com 1 diesel

A vante com 2 diesel

Cond.Inicial	T_8	D_8	I_D/I_{D3}	Cond.Inicial	T_{11}	D_{11}	I_D/I_{D3}
Veloc. inicial 0m/s	93,42	421,03	0,719/ 0,719	Veloc. inicial 0m/s	98	657,9	0,695/ 0,695
Veloc. inicial 2m/s	80,84	426,82	0,531/ 0,410	Veloc. inicial 2m/s	89,5	665,6	0,573/ 0,473
Veloc. inicial 4m/s	64,0	393,3	0,316/ 0,197	Veloc. inicial 4m/s	81,5	663,1	0,477/ 0,311
Veloc. inicial 6m/s	41,88	295,05	0,206/ 0,066	Veloc. inicial 6m/s	71	628,7	0,382/ 0,182
				Veloc. inicial 8m/s	54	522,8	0,266/ 0,058
				Veloc. inicial 10m/s	29	305	0,131/ 0,017

TABELA 5.8 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS A VANTE COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE CI.



$k_h = 1,2$
 ERRON = 0,07
 VXH = 1
 $e_{1h} = +1$
 $e_{2h} = -1$
 $ed_{1h} = 0$
 $ed_{2h} = 0$
 $Td_h = 0,25$

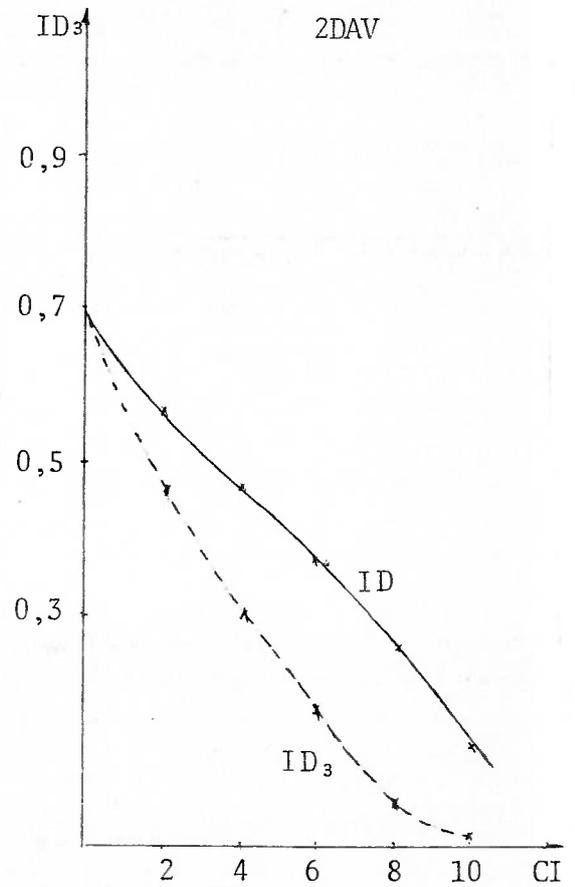


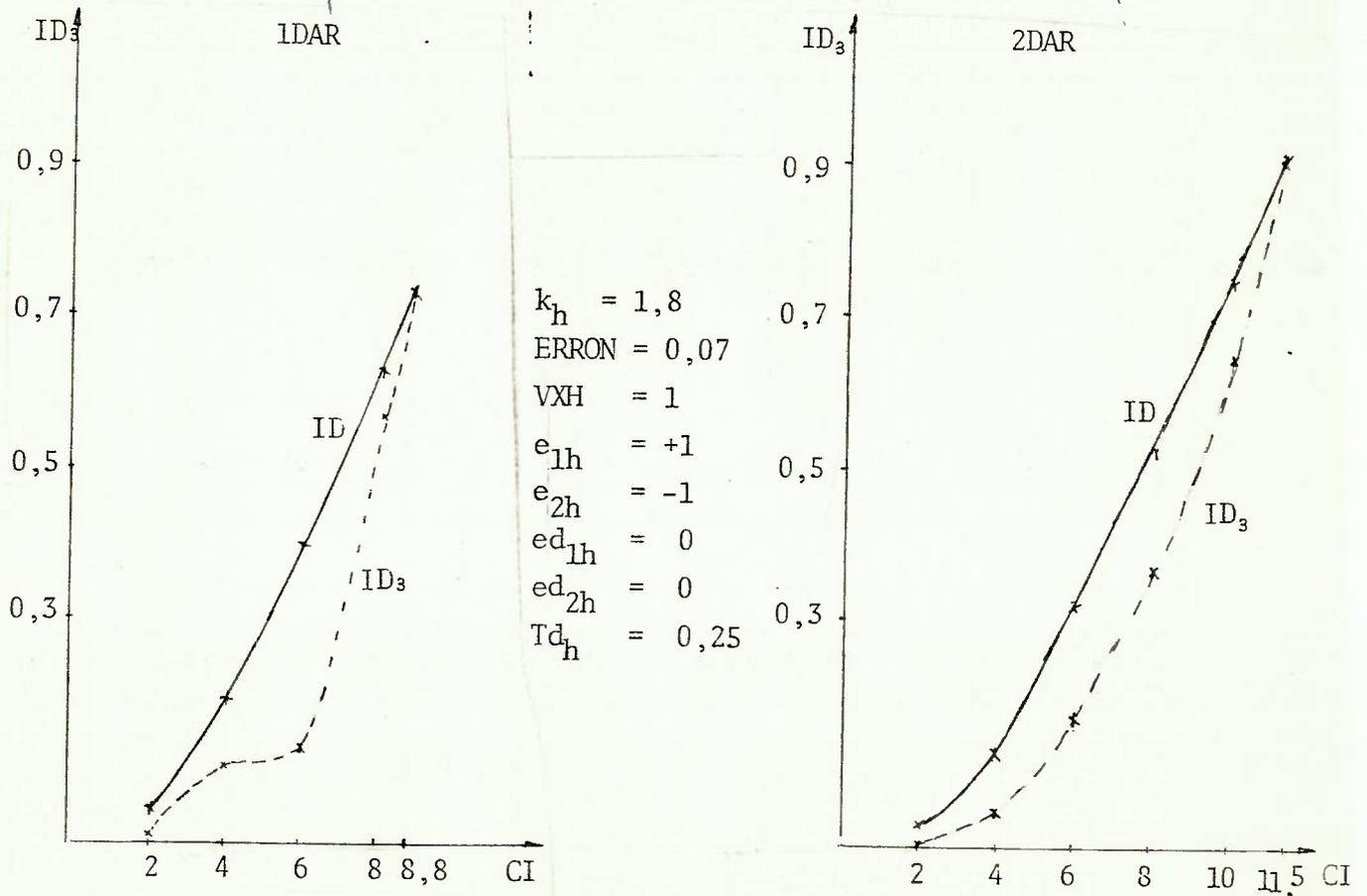
FIGURA 5.10 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS CI PARA MANOBRAS AV COM DIESEL

A ré com 1 diesel

A ré com 2 diesel

Condi.Inicial	TP	DP	I_D/I_{D3}	Condi.Inicial	TP	DP	I_D/I_{D3}
Veloc. inicial 8,8m/s	75,4	243,34	0,728/ 0,728	Veloc. inicial 11,5m/s	57,67	286,77	0,921/ 0,921
Veloc. inicial 8m/s	73,4	223,24	0,630/ 0,572	Veloc. inicial 10 m/s	55,24	253,42	0,751/ 0,653
Veloc. inicial 6m/s	67,25	170,03	0,399/ 0,127	Veloc. inicial 8 m/s	52,5	208,65	0,535/ 0,373
Veloc. inicial 4m/s	57,59	109,86	0,194/ 0,106	Veloc. inicial 6 m/s	47,68	155,4	0,327/ 0,171
Veloc. inicial 2m/s	37,52	39,76	0,039/ 0,030	Veloc. inicial 4 m/s	37,54	85,64	0,126/ 0,044
				Veloc. inicial 2 m/s	23,19	28,45	0,022/ 0,003

TABELA 5.9 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS A RÉ COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE CI

FIGURA 5.11 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS CI PARA MANOBRAS AR COM DIESEL

ΔV_{MAN} = variação de velocidade da manobra considerada,

ΔV_{MP} = variação de velocidade da manobra padrão considerada para o cálculo de ID.

O resumo dos resultados obtidos nas manobras a vante (a ré) é apresentado na Tabela 5.8 (5.9) e os gráficos de índices de desempenho versus CI estão plotados na Figura 5.10 (5.11) para cada manobra.

Verifica-se pelos resultados obtidos, com os índices de desempenho adotados, que quanto maior a velocidade inicial nas manobras AV, melhor o desempenho (ID menor). Analogamente nas manobras a ré, quanto menor a velocidade inicial melhor o desempenho (ID menor).

Estas conclusões permitem que se possa continuar a análise, já que os parâmetros determinados, não levaram o sistema a instabilidade e parecem ser adequados para outras condições iniciais.

Fixado o valor de ERRON = 7% será agora estudada a influência de VXH no desempenho. Foram executadas corridas do programa com variação de VXH entre 0,3 e 15.

O resumo dos resultados obtidos nas manobras a vante (a ré) é apresentado na Tabela 5.10 (5.11) e os gráficos de índice de desempenho versus VXH estão plotados na Figura 5.12 (5.13) para cada manobra.

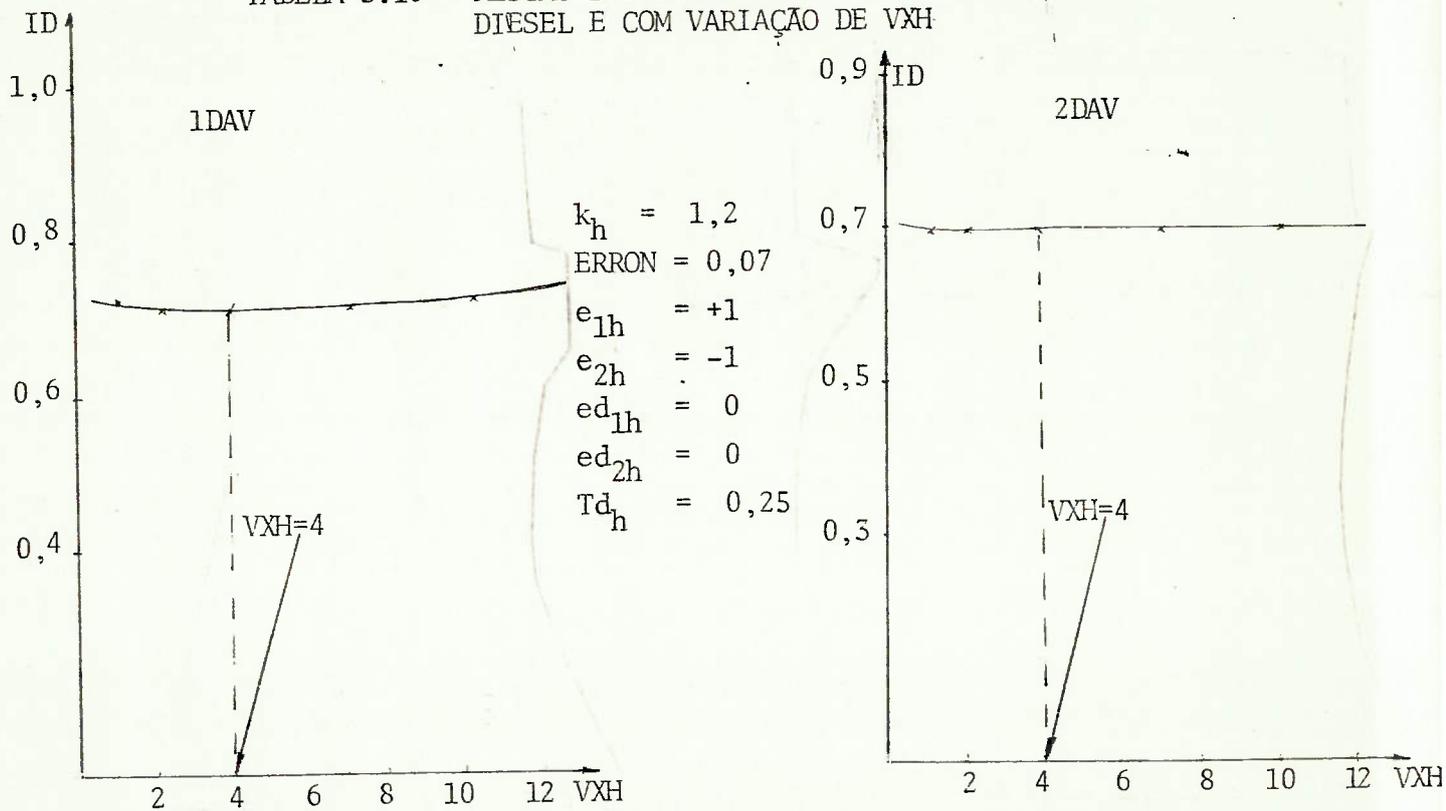
Verifica-se por análise dos resultados que o desempenho pouco varia na faixa de 2 a 7 de VXH. Visando uniformidade de parâmetros será adotado $VXH = 4$.

A vante com 1 diesel

A vante com 2 diesel

VXH	T_8	D_8	I_D	VXH	T_{11}	D_{11}	I_D
0,3	93,79	421,65	0,723	0,3	98	656,9	0,696
0,5	93,63	421,4	0,721	0,5	98	657,3	0,696
1	93,42	421,03	0,718	1	98	657,9	0,696
2	93,25	420,8	0,716	2	98	658,5	0,695
4	93,25	420,7	0,716	4	97,5	653,7	0,693
7	93,21	420,6	0,716	7	97,5	654,5	0,692
10	93,83	421,8	0,723	10	97,5	654,2	0,692
15	96,67	429,13	0,755	15	97,5	651,2	0,695

TABELA 5.10 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS AV COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE VXH

FIGURA 5.12 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS VXH PARA MANOBRAS AV COM DIESEL

VXH	TP	DP	I_D	VXH	TP	DP	I_D
0,3	75,83	245,5	0,737	0,3	57,84	287,8	0,927
0,5	75,52	244,45	0,731	0,5	57,75	287,55	0,925
1	75,4	243,34	0,728	1	57,67	286,77	0,921
2	75,26	242,63	0,725	2	57,42	285,84	0,919
4	75,18	242,12	0,723	4	57,14	284,81	0,917
7	75,5	242,65	0,723	7	57	284,4	0,916
10	76,84	245,28	0,726	10	57	284,6	0,918
15	79,46	248,95	0,723	15	57,34	285,83	0,920

TABELA 5.11 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS AR COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE VXH

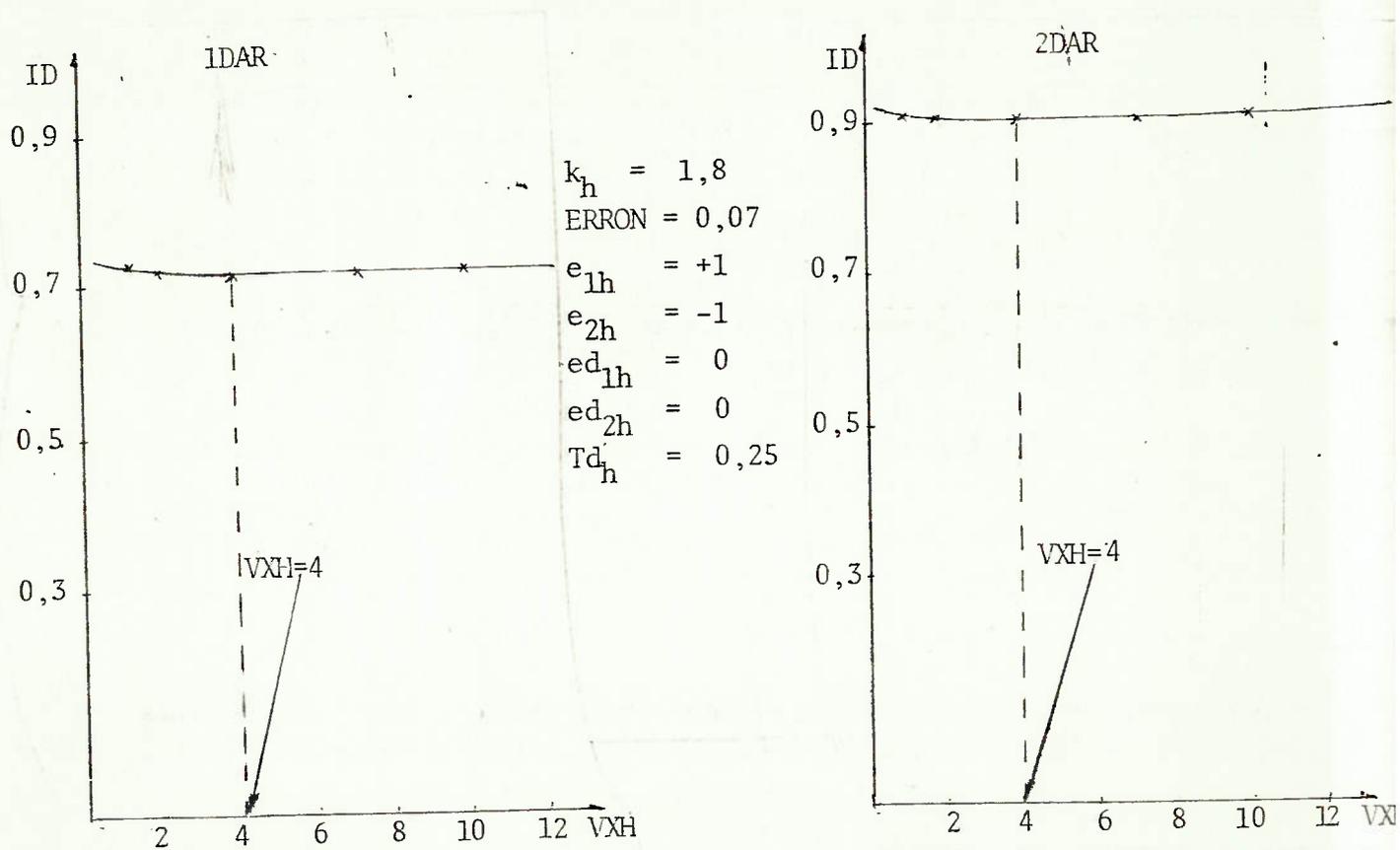


FIGURA 5.13 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS VXH PARA MANOBRAS AR COM DIESEL

Será feita a seguir, uma reciclagem para verificar a convergência do método de busca proposto. Nesta reciclagem será tentado manter a uniformização de parâmetros e caso não seja possível será indicada a penalidade em desempenho que ocorrerá se o parâmetro adotado for único.

Como primeiro passo, fixados $ERRON = 7\%$, $VXH = 4\text{mm/seg}$ e os demais parâmetros, passou-se a analisar, novamente, o parâmetro k_h .

O resumo dos resultados obtidos nas manobras a vante (a ré) é apresentado na Tabela 5.12 (5.13) e os gráficos de índice de desempenho versus k_h estão plotados nas Figuras 5.14 (5.15) para cada manobra.

Pela análise destes resultados pode-se concluir que:

- a) mais uma vez ocorreu um mínimo de índice de desempenho com a variação de k_h ,
- b) este mínimo é bastante bem determinado nas manobras a ré e leva ao valor de $k_h = 1,8$,
- c) nas manobras a vante a curva de variação é mais suave, podendo o mínimo estar em torno do ponto de $k_h = 1,8$,
- d) como a perda em desempenho é pequena para qualquer valor de k_h em torno de 1,8 nas manobras a vante, visando uniformização de parâmetros será adotado $k_h = 1,8$ nas duas manobras.

Verifica-se também que o processo de busca começa a convergir para as manobras a ré, com a confirmação de $k_h = 1,8$.

Para as manobras a vante a mudança de k_h de 1,2 para 1,8 causou pequena variação no desempenho. Ganhou-se com 1 diesel aproximadamente 0,7m em distância e 0,5 segundo em tempo de aceleração. Com 2 diesel a variação foi de aproximadamente 3m em distância e 0,5 segundo em tempo.

A vante com 1 diesel

A vante com 2 diesel

k_h	T_8	D_8	I_D	k_h	T_{11}	D_{11}	I_D
0,7	94,375	419,8	0,7357	0,7	99,5	651,2	0,7244
1,0	93,542	420,43	0,7217	1,0	98,5	657,9	0,7027
1,2	93,25	420,7	0,7167	1,2	97,5	653,7	0,6929
1,3	93,04	420,75	0,7134	1,3	97,5	656,2	0,6902
1,6	92,833	421,167	0,7096	1,6	97	656,2	0,6832
1,9	92,88	421,44	0,7098	1,9	97	656,6	0,6828
2,5	95,041	424,833	0,7373	2,5	99	663,8	0,7034
3,5	97,9166	435,33	0,7637	3,5	101	671,8	0,7235

TABELA 5.12 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS AV COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE k_h (2º CICLO)

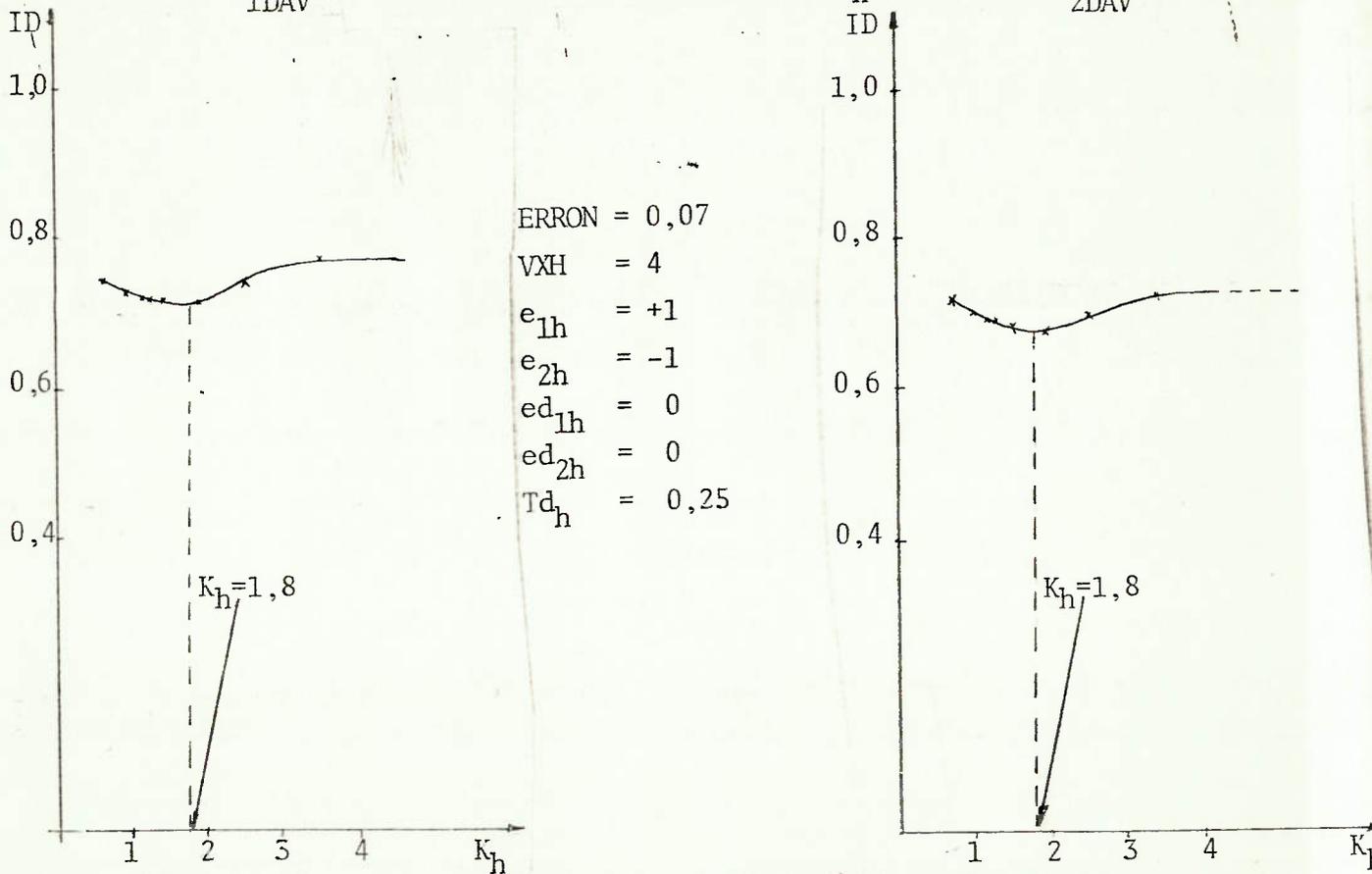
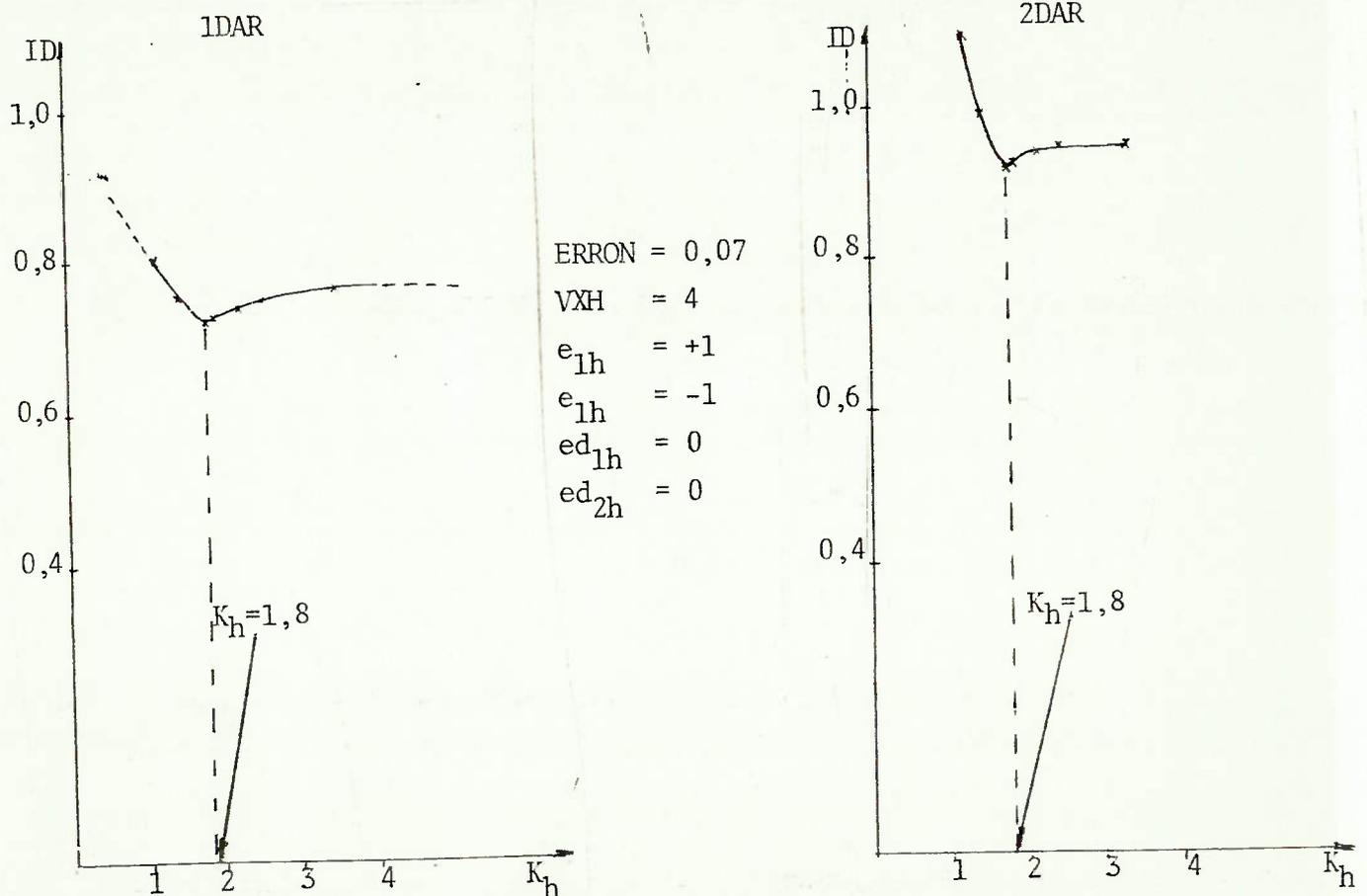


FIGURA 5.14 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS k_h PARA MANOBRAS AV COM DIESEL (2º CICLO)

A ré com 1 diesel

A ré com 2 diesel

k_h	TP	DP	I_D	k_h	TP	DP	I_D
1,2	76,94	258,2	0,805	1,2	61,19	323,92	1,107
1,5	75,51	248,05	0,756	1,5	58,58	298,96	0,985
1,8	75,176	242,12	0,723	1,8	57,14	284,81	0,917
1,9	75,33	243,23	0,728	1,9	57,41	286,34	0,922
2,2	76,57	247,16	0,740	2,2	58,42	291,64	0,940
2,5	79	253,0	0,751	2,5	58,48	292,0	0,942
3,5	81,49	259,85	0,768	3,5	58,74	292,85	0,943

TABELA 5.13 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS A RÉ COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE k_h (2º CICLO)FIGURA 5.15 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS k_h PARA MANOBRAS AR COM DIESEL (2º CICLO)

Como a melhora em desempenho foi pequena, poder-se-ia terminar o processo de busca. Mas, apenas para constatar este fato, será agora feito o segundo ciclo com variação de ERRON.

O resumo dos resultados obtidos nas manobras a vante (a ré) é apresentado na Tabela 5.14 (5.15) e os gráficos de índices de desempenho versus ERRON estão plotados nas Figuras 5.16 (5.17) para cada manobra. Pela análise destes resultados pode-se concluir que:

- a) Para 1DAV o mínimo de I_D ocorre realmente para ERRON = 7%;
- b) Para 2DAV o fato de se adotar ERRON igual a 7% ao invés de 4% leva a uma perda de tempo de aceleração de 2 segundos e ganha-se 17 metros em distância. O índice de desempenho passa de 0,671 para 0,682;
- c) Para 1DAR ocorre um mínimo de I_D realmente para ERRON = 7%;
- d) Para 2DAR adotando-se I_D igual a 7% ao invés de 4% apesar do I_D passar de 0,911 para 0,917, ganha-se 3,5m em distância de parada e 1,8 segundos em tempo de parada.

Em virtude dos comentários feitos acima visando uniformidade de parâmetros será mantido ERRON = 7%.

O processo de busca já convergiu para as manobras a ré, pois a variação de VXH com ERRON = 7% e $k_h = 1,8$ já foi feita (Tabela 5.11 e Figura 5.13).

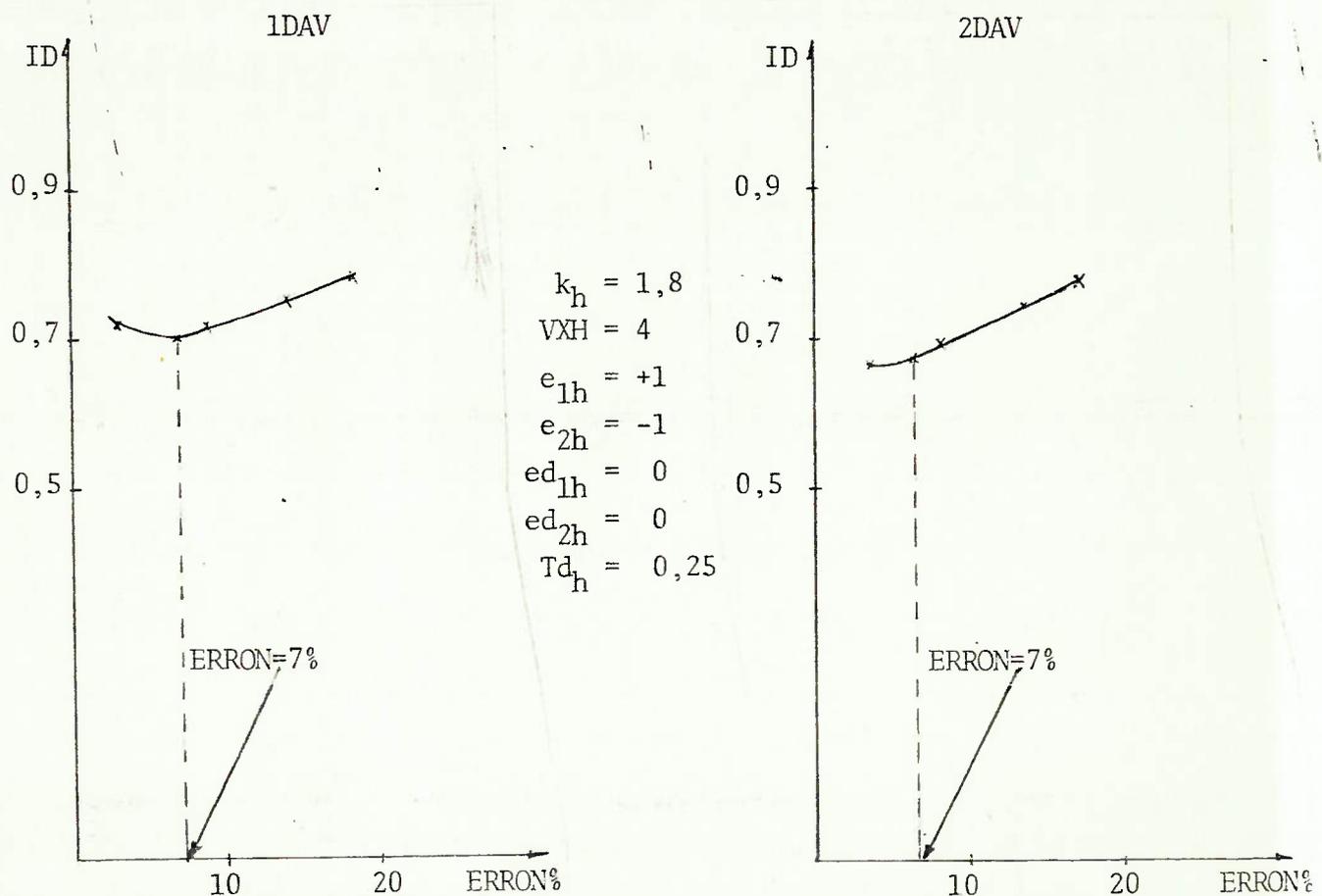
Para completar o 2º ciclo, será agora analisada a

A vante com 1 diesel

A vante com 2 diesel

ERRON	T	D	I_D	ERRON	T	D	I_D
4%	93,46	423,77	0,715	4%	95	640,5	0,671
7%	92,71	421,17	0,708	7%	97	657,6	0,682
10%	94,54	428,22	0,724	10%	101	685,3	0,709
14%	97,79	441,23	0,752	14%	106	718,0	0,746
18%	100,75	452,3	0,778	18	110,5	745,5	0,780

TABELA 5.14 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS A VANTE COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE ERRON (2º CICLO)

FIGURA 5.16 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS ERRON PARA MANOBRAS AV COM DIESEL (2º CICLO)

A ré com 1 diesel

A ré com 2 diesel

ERRON	TP	DP	I_D	ERRON	TP	DP	I_D
4%	80,8	252,6	0,732	4%	58,95	288,3	0,911
7%	75,18	242,12	0,723	7%	57,14	284,81	0,917
10%	76,86	245,48	0,727	10%	58,41	288,3	0,919
14%	79,16	249,72	0,730	14%	60,44	292,9	0,917
18%	80,4	251,94	0,732	18%	62	297,2	0,920

TABELA 5.15 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS A RÉ COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE ERRON(2º CICLO)

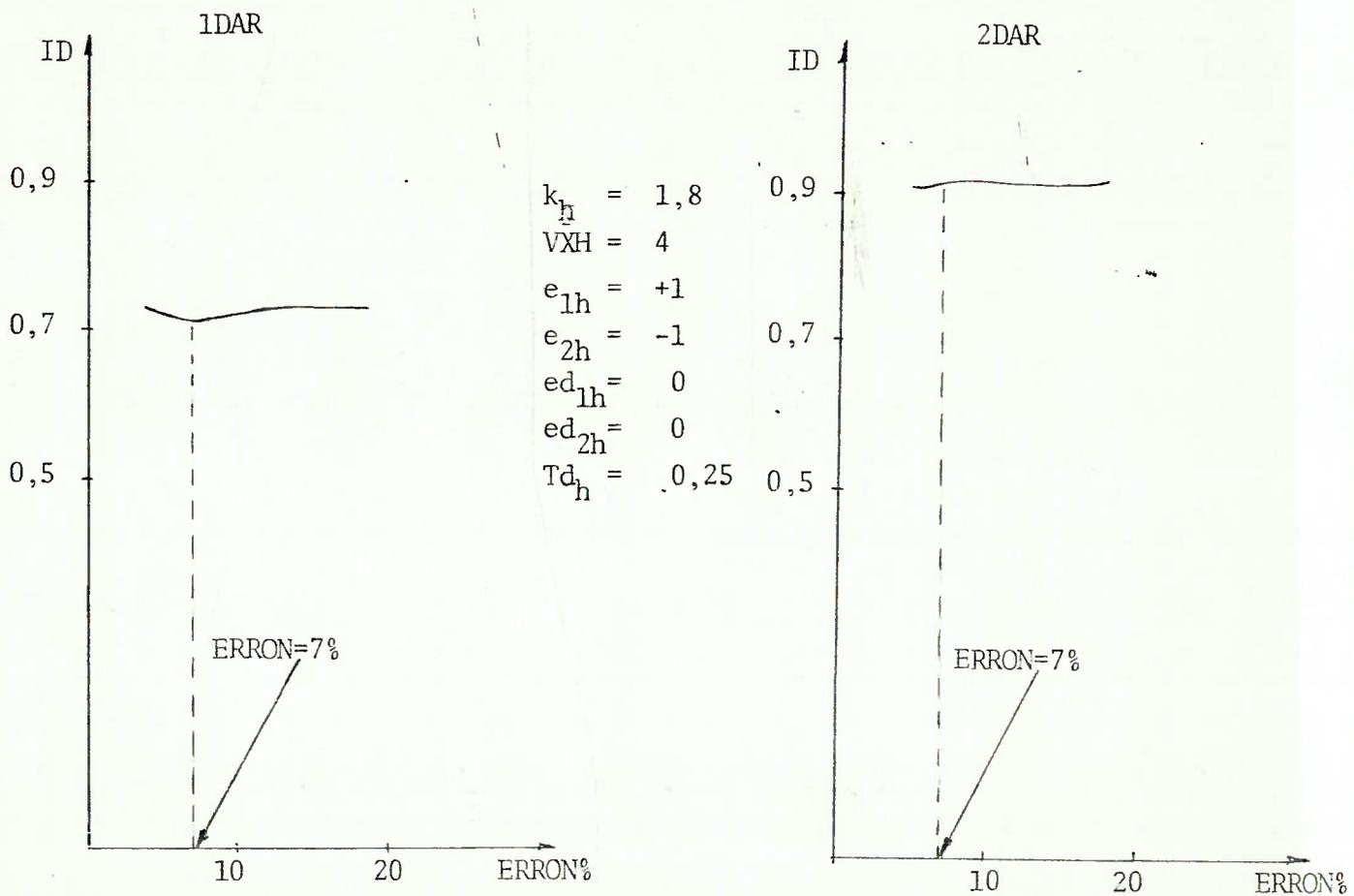


FIGURA 5.17 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS ERRON PARA MANOBRAS AR COM DIESEL (2º CICLO)

variação de VXH nas manobras a vante.

O resumo dos resultados obtidos nas manobras a vante é apresentado na Tabela 5.16 e os gráficos de índice de desempenho versus VXH estão plotados na Figura 5.18, para cada manobra.

Verifica-se uma quase que total insensibilidade do I_D para a variação de VXH com os demais parâmetros fixados. Visando-se a uniformidade de parâmetros, será mantido $VXH = 4\%$, o que leva à convergência do método de busca.

Para se buscar o mínimo do I_D , deveriam ser agora analisados os parâmetros de erro, e_{1h} e e_{2h} , assim como, a constante de tempo do integrador (Td_h). Como estes fatores influem principalmente na parte não linear dos gráficos de resposta e eles foram considerados de menor importância na avaliação do índice. Além desse fato, a melhora de desempenho no 2º ciclo em relação ao 1º ciclo foi muito pequena.

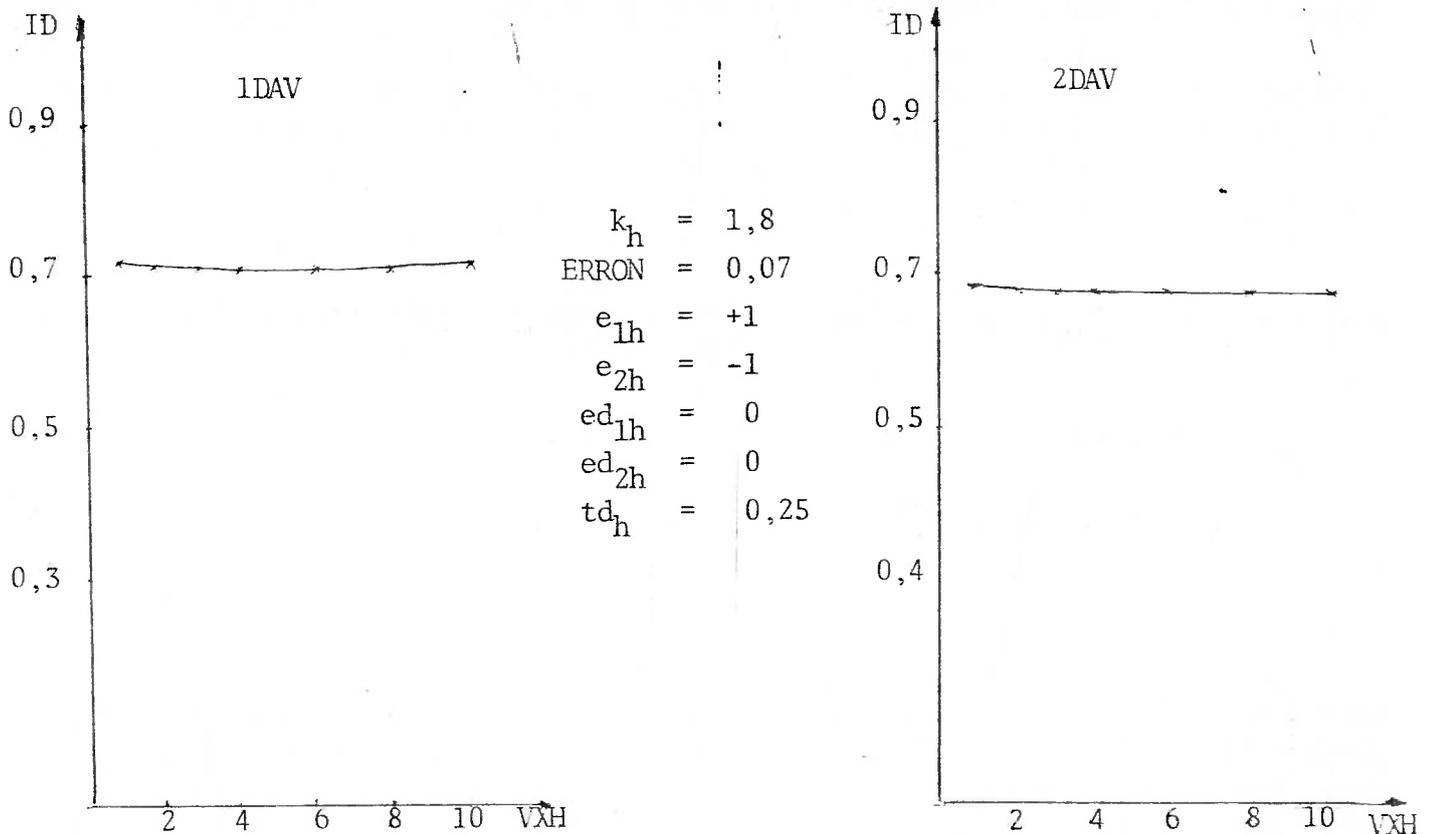
Considerando-se os resultados até agora obtidos e resumidos nas Tabelas 5.17 e 5.18, verifica-se claramente uma melhora em desempenho em cada etapa do desenvolvimento do sistema de controle. O desempenho das manobras padrão iniciais pode ser comparado nesta tabela com os resultados obtidos pelas ações de controle iniciais e a dois ciclos necessários para convergência do processo de busca de mínimo proposto.

A vante com 1 diesel

A vante com 2 diesel

VXH	T_8	D_8	I_D	VXH	T_{11}	D_{11}	I_D
1	93,58	422,17	0,719	1	97,5	658,7	0,688
2	92,96	421,48	0,711	2	97,0	656,1	0,683
3	92,83	421,47	0,709	3	97,0	656,9	0,683
4	92,71	421,17	0,708	4	97,0	657,6	0,682
6	92,75	421,30	0,708	6	97	658,5	0,681
8	92,88	421,60	0,710	8	96,5	653,7	0,680
10	93,29	422,53	0,714	10	96,5	653,0	0,680

TABELA 5.16 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS AV COM DIESEL E COM VARIAÇÃO DE VXH (2º CICLO)

FIGURA 5.18 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS VXH PARA MANOBRAS AV COM DIESEL (2º CICLO)

MANOBRA	Kh	x max x min	ERRON	e_{1h}/e_{2h}	VXH	t_{dh}	$T_{e/11}$	$D_{e/11}$	I_D
1DAV-Padrão	7	7/-7	100%	1/-1	0	0,25	121	507,7	1
1DAV-Inicial	7	7/-7	10%	1/-1	1	0,25	105	456,8	0,837
1DAV-1ºcicl.	1,2	1,2/-1,2	7%	1/-1	4	0,25	93,25	420,8	0,717
1DAV-2ºcicl.	1,8	1,8/-1,8	7%	1/-1	4	0,25	92,71	421,2	0,708
2DAV-Padrão	7	7/-7	100%	1/-1	0	0,25	132,5	836,5	1
2DAV-Inicial	7	7/-7	10%	1/-1	1	0,25	111,5	723,6	0,819
2DAV-1ºcicl.	1,2	1,2/-1,2	7%	1/-1	4	0,25	97,5	653,7	0,693
2DAV-2ºcicl.	1,8	1,8/-1,8	7%	1/-1	4	0,25	97	657,6	0,682

TABELA 5.17 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS A VANTE COM DIESEL

MANOBRA	Kh	x max x min	ERRON	e_{1h}/e_{2h}	VXH	t_{dh}	T_p	D_p	I_D
1DAR-Padrão	7	7/-7	100%	1/-1	0	0,25	100	328,4	1
1DAR-Inicial	7	7/-7	10%	1/-1	1	0,25	87	285	0,866
1DAR-1ºcicl.	1,8	1,8/-1,8	7%	1/-1	4	0,25	75,2	242,1	0,723
1DAR-2ºcicl.	1,8	1,8/-1,8	7%	1/-1	4	0,25	75,2	242,1	0,723
2DAR-Padrão	7	7/-7	100%	1/-1	0	0,25	67	322,1	1
2DAR-Inicial	7	7/-7	10%	1/-1	1	0,25	62	305	0,969
2DAR-1ºcicl.	1,8	1,8/-1,8	7%	1/-1	4	0,25	57,1	284,4	0,915
2DAR-2ºcicl.	1,8	1,8/-1,8	7%	1/-1	4	0,25	57,1	284,4	0,915

TABELA 5.18 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS A RÉ COM DIESEL

O procedimento de busca deveria agora ser estendido aos parâmetros do controlador proposto para o motor. Entretanto, os parâmetros escolhidos asseguram uma saída de sinal de controle linear e com tempo de variação em torno de 15 segundos, entre os valores máximos e mínimos, que é o tempo recomendado pelo fabricante para assegurar boa vida útil ao motor. Em virtude deste fato, qualquer variação para alterar o tempo de variação de NRD (rotação de referência demandada), só poderia ser feita, no sentido de aumentar este tempo, aliviando o motor e conseqüentemente piorando o desempenho da instalação já que a energia disponível no motor cresceria de forma mais lenta.

Os parâmetros adotados para o motor foram:

$$\begin{aligned} k_m &= 1/\text{seg} \\ e_{1m} &= 5\text{rpm} \\ e_{2m} &= -5\text{rpm} \\ X_{\text{max}_m} &= +5\text{rpm/s} \\ X_{\text{min}_m} &= -5\text{rpm/s} \\ T_{d_m} &= 0,1 \text{ seg} \\ e_{d_{1m}} &= e_{d_{2m}} = 0. \end{aligned}$$

Conclui-se por análise das Tabelas 5.17 e 5.18 que as ações de controle adotadas foram efetivas, atingindo-se uma melhora considerável no desempenho da instalação propulsora. Observou-se também por análise dos gráficos de resposta do sistema não anexados neste trabalho que, o passo mínimo a ré de -19° parece estar um pouco alto, já que o eixo não ultrapassa 120 rotações até o instante de parada, e ao término da simulação AR o valor de passo continua oscilando pela atuação de ERRON e VXH.

Este efeito é principalmente notado com 1 diesel a ré, em virtude da menor potência da máquina e a conseqüente maior atuação da ação de controle. Eventualmente, ao se atingir seguimento a ré com o navio, e a instalação entrar em regime permanente, os valores de passo e rotação podem se estabilizar. Como não se pode simular esta situação, em virtude da inexistência de dados de resistência do casco a ré, a única tentativa que se pode fazer é diminuir o valor do passo máximo a ré no programa de controle. O programa foi executado fixando-se o passo mínimo a ré em -15° ao invés de -19° . Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 5.19.

MANOBRA	ERRON	VXH	KH	th	x max/x min	T _p	D _p	I _D
1D a ré	7%	4	1,8	0,25	1,8/-1,8	75,25	242,2	0,723
2D a ré	7%	4	1,8	0,25	1,8/-1,8	62,8	291,8	0,875

TABELA 5.19 - RESUMO DOS RESULTADOS DE MANOBRAS A RÉ COM P/D MÍNIMO A RÉ = $-0,589$ (-15°)

Comparando-se esta tabela com a Tabela 5.18, verifica-se que na manobra com 1 diesel a ré não há alteração em I_D. Por análise das curvas de resposta não anexadas neste trabalho verifica-se que o passo final ainda está oscilando, mas que seu valor já se aproxima de -15° , e a rotação final oscila em torno de 121 rpm. Quanto à manobra com 2 diesel, o passo já se estabiliza ao se atingir 27 segundos de simulação; o desempenho é melhor concluindo-se que, o passo máximo a ré deve ser diminuído. O valor ideal deve ser fixado, durante as provas do navio, verificando-se a manobra de 1D a ré, já que a potência desta deve

ser o padrão de comparação para definição do programa de controle a ré.

Outra observação que se faz necessária sobre as Tabelas 5.18 e 5.19, é constatar o fato de que, com 2DAR apesar de melhorar o I_D , a distância de parada piorou em cerca de 7,4m e o tempo de parada em 5,7 segundos. Pode-se, portanto, concluir que, como o índice de desempenho leva em consideração a mínima velocidade média com o mesmo peso que a distância de parada, os resultados obtidos podem estar um pouco mascarados.

Os resultados finais obtidos (Tabela 5.19) levam as seguintes relações entre distância de parada e comprimento do navio:

$$\frac{\text{distância de parada 1 Diesel}}{\text{comprimento do navio}} = \frac{242,2}{129} = 1,877 \text{ comprimento do navio}$$

$$\frac{\text{distância de parada 2 Diesel}}{\text{comprimento do navio}} = \frac{291,8}{129} = 2,262 \text{ comprimento do navio}$$

Estas relações estão de acordo com os padrões usuais de exigência para este requisito em navios de guerra.

5.4 - Determinação da Razão de Variação do Passo Para Turbina

Dos resultados da análise de variação de k_h para manobras com diesel verificou-se que o tempo de variação de passo (tpd) podia variar de 10 a 35 segundos, na manobra AV e de

21 a 50 segundos, na manobra AR, com a turbina. Os tempos mínimos são determinados por características físicas do sistema do HPC.

No item 5.2.2 considerou-se ações de controle preliminares para a turbina. Nos resultados resumidos na Tabela 5.3. os seguintes parâmetros de controle foram considerados:

a) manobra a vante (ref. Figura 5.4):

$$\begin{aligned} \text{tpd} &= 17 \text{ seg} \\ \text{WFIT} &= 1/3 \text{ WF}_{\text{max}} = 2043 \text{ Kg/h} \\ \text{SFR} &= 15\% \text{ (B determinado)} \\ \text{twf} &= 10 \text{ (B}_v \text{ determinado)} \end{aligned}$$

b) manobra a ré (ref. Figura 5.5):

$$\begin{aligned} \text{tpd} &= 25 \text{ seg} \\ \text{WFR} &= \text{WF de marcha lenta} = 571,5 \text{ Kg/h} \\ \text{PA} &= 0^\circ \\ \text{twf}_1 &= 5 \text{ seg (determina razão de decréscimo} \\ &\quad \text{de combustível B}_{r1}\text{)}. \\ \text{twf}_2 &= 2,5 \text{ seg. (determina a razão de acrés} \\ &\quad \text{cima de combustível B}_{r2}\text{)} \\ \text{WFMAR} &= 1905 \text{ Kg/h.} \end{aligned}$$

Considerando-se todos os parâmetros constantes, exceto tpd, o programa XIMULFO foi executado varrendo-se as faixas possíveis de tpd.

O resumo dos resultados obtidos nas manobras a vante e a ré é apresentado na Tabela 5.20 e os gráficos de índices de desempenho versus tpd estão plotados na Figura 5.19, para cada manobra.

Turbina a vante

Turbina a ré

tpd	T ₃₀	D ₃₀	Q _{hmax}	I _{D1} /I _{D2}	tpd	TP	DP	N _{hmax}	I _{D1} /I _{D2}
10	58,72	523,34	830175	1,098/ 1,050	21	66	383,6	272,1	0,991/ 0,939
13	59,58	527,35	821601	1,122/ 1,062	22	66,3	388,0	269,8	1,009/ 0,931
15	59,9	528,00	816856	1,133/ 1,066	25	66,4	394,5	264,85	1,095/ 1,010
17	60,3	529,6	810096	1,144/ 1,068	28	66,5	404,8	262,4	1,095/ 1,000
20	60,6	530,2	801159	1,154/ 1,065	33	68,6	425,2	259,8	1,171/ 1,060
25	61	530,2	785778	1,169/ 1,058	37	69,9	441,1	258,7	1,237/ 1,114
30	61	525,83	796650	1,179/ 1,082	41	71,3	457,4	258,2	1,304/ 1,172
					45	73	474,0	257,8	1,367/ 1,228

TABELA 5.20 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS NAS MANOBRAS AV E AR COM TURBINA E COM VARIAÇÃO DE tpd

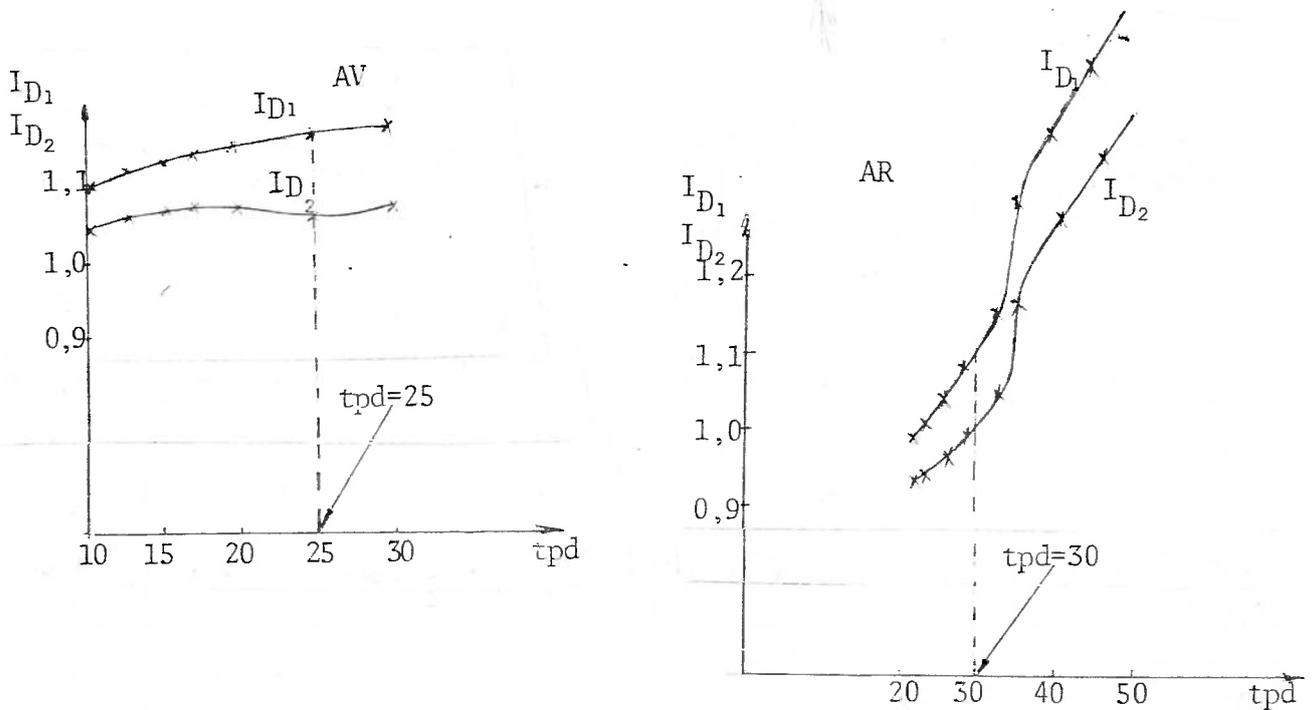


FIGURA 5.19 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS tpd PARA MANOBRAS AV E AR COM TURBINA

Por análise dos resultados verifica-se que:

- a) De uma maneira geral o I_D piora se tpd cresce. A piora no índice de desempenho é mais acentuada na manobra a ré;
- b) Ocorre pouca variação no tempo de aceleração se tpd cresce;
- c) A partir de 35 segundos de tpd a distância de parada cresce razoavelmente;
- d) Na manobra a vante o navio sofre esforços muito menores se tpd cresce;
- e) Na manobra a ré a rotação máxima do hélice decresce se tpd cresce.

Como se verifica pelos comentários feitos, para se salvaguardar a segurança da instalação, é necessário se perder um pouco em desempenho.

Visando uniformidade de parâmetros adotou-se nas manobras a vante e a ré os mesmos tpd correspondentes aos resultados obtidos no 1º ciclo de simulações feitas com diesel e com variação de k_h . Assim:

MANOBRA AR tpd (a vante) = 25 seg ($k_h = 1,2$)

MANOBRA AR tpd (a ré) = 30 seg ($k_h = 1,8$)

Parece que o índice de desempenho I_{D2} mascara um pouco os resultados, pois a partir de um certo ponto, mesmo com aumento de tpd não se consegue reduzir Q_{hmax} e o valor de N_{hmax} fica aproximadamente constante. Daí, a explicação para a forma diferente dos gráficos de I_{D1} e I_{D2} , principalmente na manobra a vante com mínimo em tpd = 25 segundos.

5.5 - Análise dos Parâmetros de Combustível da Turbina

Fixado o valor de P/D, resta atuar sobre os parâmetros de combustível para tentar melhorar o desempenho da instalação.

5.5.1 - Variacão de SFR na manobra AV e twf_1 na manobra AR

a) Manobra AV (SFR)

O desempenho deve melhorar com aumento de SFR. No entanto, por análise dos gráficos de resposta obtidos e não anexados a este trabalho, há o perigo de sobrerotação pois a razão do passo já determinada é lenta (25 seg).

O programa foi executado com SFR variando de 0,1 a 1. Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 5.21 e plotados na Figura 5.20.

Por análise dos resultados obtidos verifica-se que quanto maior o SFR melhor o desempenho. Ocorre, no entanto, o perigo de sobrerotação e disparo pois a razão de P/D determinada é lenta.

Adotou-se SFR = 0,25 para se ter certa segurança.

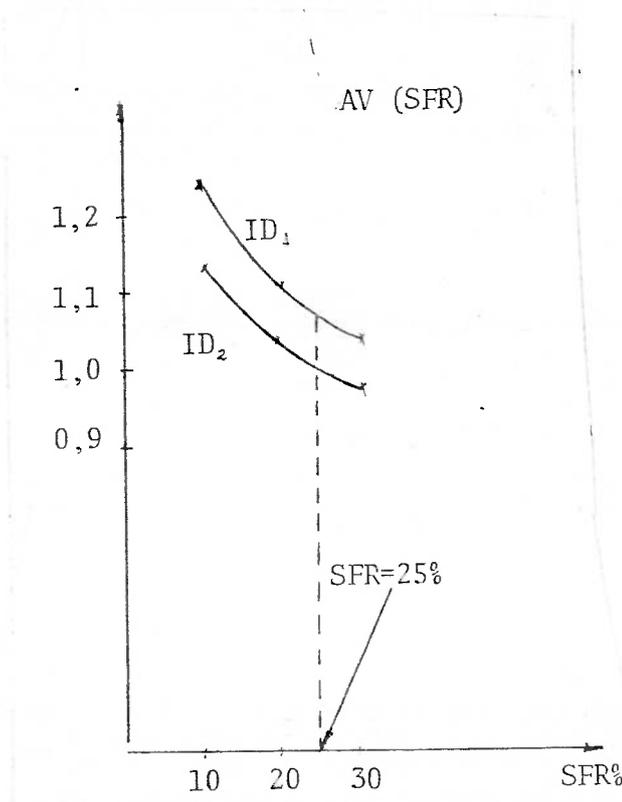
b) Manobra AR (twf_1)

O desempenho deve melhorar se twf_1 diminuir na manobra a ré. Uma maior razão de decréscimo de combustível, determinada por twf_1 , deve causar picos menores de rotação e um decréscimo mais rápido da potência demandada à máquina na faixa

Turbina a vante

SFR	T ₃₀	D ₃₀	Obs	I _{D1} /I _{D2}
0,1	63,9	541,6	Qhmax=788682 Nhmax=231,8(1ºpico)	1,256/1,141
0,2	58,9	520,2	Qhmax=811754 Nhmax=256,8(1ºpico)	1,111/1,039
0,3	56,8	513,0	Qhmax=803468 Nhmax=279,1(1ºpico)	1,048/0,970
0,4	MÁQUINA DISPAROU			
0,7				
1				

TABELA 5.21 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS COM VARIAÇÃO DE SFR (TURBINA AV)

FIGURA 5.20 - GRÁFICOS DE I_D VERSUS SFR PARA MANOBRAS AV COM TURBINA

de passos positivos e altos.

O programa foi executado variando-se twf_1 entre 5 e 1 segundo sendo o valor menor especificado pelo fabricante para evitar "stall" da turbina. Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 5.22 e plotados na Figura 5.21.

Por análise dos resultados obtidos verifica-se que quanto menor o tempo de decréscimo de combustível (maior razão de decréscimo) melhor o desempenho. O pico de rotação inicial também decresce com a diminuição de twf_1 .

Para se ter certa margem de segurança quanto ao "stall" da turbina será adotado $twf_1 = 2$ segundos.

5.5.2 - Variação de PA nas manobras a vante e a ré

A antecipação de passo (PA) tem a função de permitir o aumento do combustível na razão máxima antes do passo atingir o valor máximo, na manobra a vante e antes de passar por zero, na manobra a ré. Seu emprego deve melhorar o desempenho.

a) Manobra AV (PA)

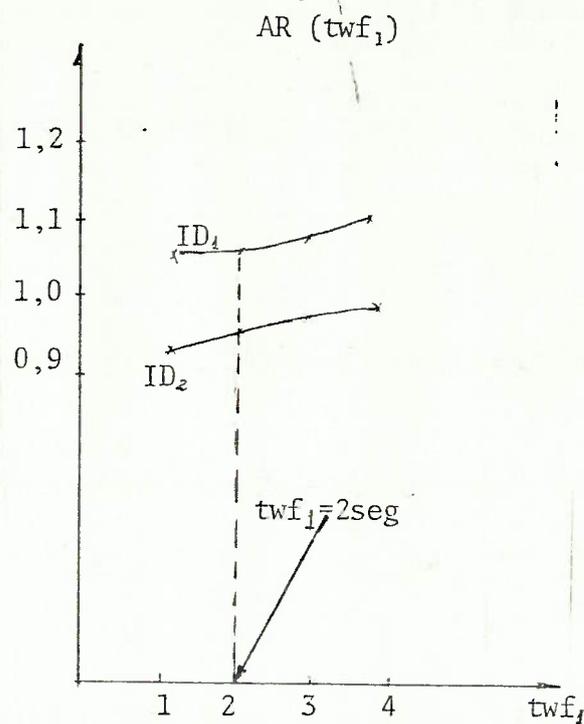
O programa foi executado variando-se PA_v entre $2,5^\circ$ e 15° . Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 5.23 e plotados na Figura 5.22.

Por análise das tabelas e dos gráficos de resposta obtidos e não anexados a este trabalho, verifica-se que:

- i) como a razão de combustível após WFIT é bastante alta ($SFR = 0,25$) o combustível chega ao valor máximo muito antes do passo atingir

Turbina a ré (twf_1)

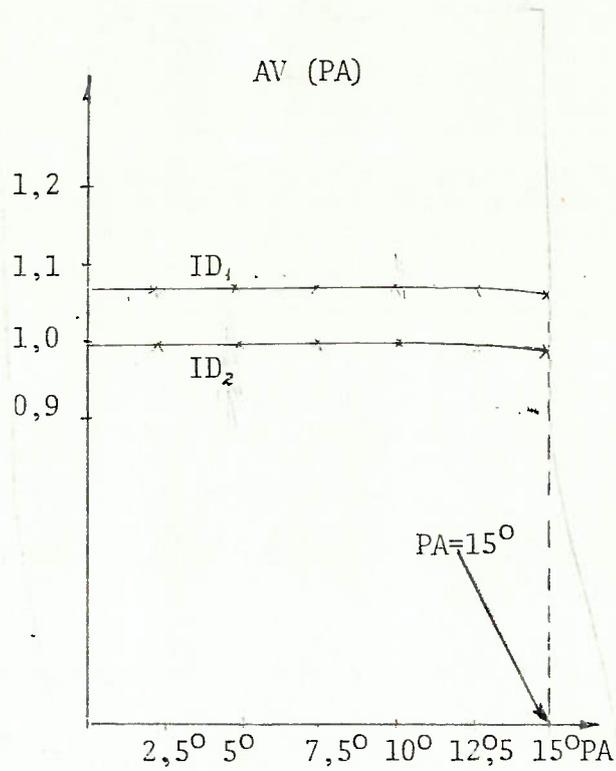
twf_1	TP	DP	Nhmax	I_{D1}/I_{D2}
1	66,5	398,3	250,2	1,060/0,923
2	67,1	401,8	256,5	1,069/0,955
3	67,2	405,6	258,3	1,087/0,978
4	67,3	409,4	259,2	1,106/0,999

TABELA 5.22 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS COM VARIAÇÃO DE twf_1 (TURBINA AR)FIGURA 5.21 - GRÁFICO DE I_D VERSUS twf_1 PARA MANOBRAS AR COM TURBINA

Turbina a vante (PA_v)

SFR	tpd	PA	T _{ec}	D ₃₀	Qhmax	Nhmax	I _{D1} /I _{D2}
0,25	25	2,5/5/7,5/10 ^o	57,619	515,58	806614	267,9(1 ^o pico)	1,073/ 0,997
0,25	25	12,5 ^o	57,596	515,436	806650	267,9	1,072/ 0,996
0,25	25	15 ^o	57,5	515,003	806221	267,9	1,069/ 0,993

TABELA 5.23 - RESUMO DOS RESULTADOS DE MANOBRAS COM VARIAÇÃO DE PA (TURBINA AV)

FIGURA 5.22 - GRÁFICO DE I_D VERSUS PA PARA MANOBRAS AV COM TURBINA

o P/D máximo. Em consequência os resultados obtidos para PA variando de $2,5$ a 10° foram idênticos;

- ii) o torque máximo e a rotação máxima não são afetadas pela variação de PA;
- iii) a melhora em desempenho é muito pequena mesmo com $PA = 15^{\circ}$ que foi o valor adotado.

b) Manobra a ré (PA_r)

O programa foi executado variando-se PA_r até 10° . Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 5.24 e plotados na Figura 5.23.

Por análise dos resultados verifica-se que a utilização de PA na manobra AR reflete no desempenho com valores muito menores que na manobra AV. Pouca é a variação de I_D com PA. Se PA crescer muito há uma tendência a se obter maiores distâncias de parada.

Foi adotado $PA = 5^{\circ}$ por ser considerado um valor razoável.

5.5.3 - Variacão de WFIT e WFR

A variação de WFIT na manobra AV e WFR na manobra AR pode causar melhora no desempenho.

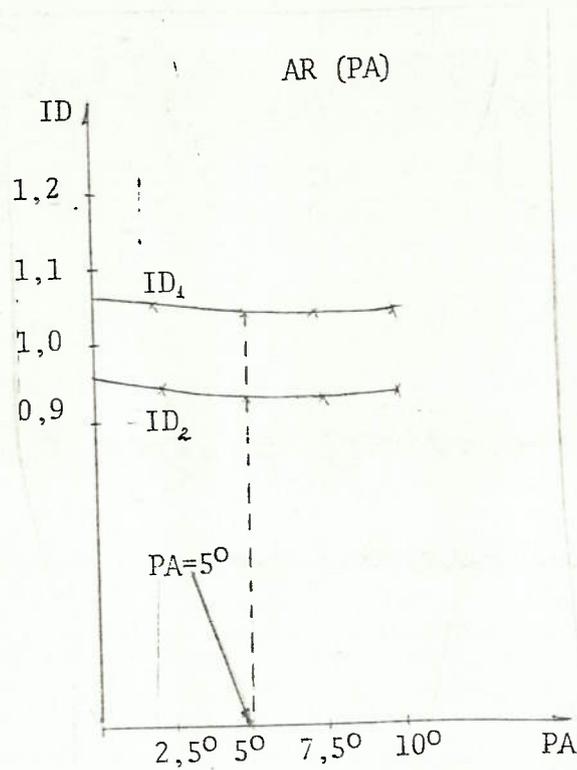
a) Manobra a vante (WFIT)

Fixado o valor de $PA = 15^{\circ}$, procede-se à variação do valor de WFIT. Os resultados obtidos nas manobras simuladas estão resumidos na Tabela 5.25 e na Figura 5.24.

Turbina a ré (PA_r)

tpd	twf ₁	PA	WFR	WFMAR	TP	DP	Nh max	I _{D1} /I _{D2}
30	2	2,5°	271,5	1905	66,62	398,31	256,45	1,058/0,945
30	2	5°	571,5	1905	66,10	394,12	256,45	1,044/0,933
30	2	7,5°	571,5	1905	65,9	393,80	256,45	1,045/0,934
30	2	10°	571,5	1905	66,96	393,90	256,45	1,029/0,919

TABELA 5.24 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS COM VARIAÇÃO DE PA (TURBINA AR)

FIGURA 5.23 - GRÁFICO DE I_D VERSUS PA PARA MANOBRAS AR COM TURBINA

Turbina a vante (WFIT)

tpd	SFR	PA	WFIT	T_{30}	D_{30}	Qh max	Nh max	I_{D1}/I_{D2}	
25	0,25	15°	1800	57,74	515,36	806944	263,5	1,078/1,002	
25	0,25	15°	2043	57,5	515,003	806221	267,9	1,070/0,994	
25	0,25	15°	2300	57,25	514,695	805273	273,52	1,061/0,984	
25	0,25	15°	2600	56,906	513,88	803989	280,68	1,050/0,973	
25	0,25	15°	3000	MÁQUINA DESARMOU					

TABELA 5.25 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS COM VARIAÇÃO DW WFIT. (TURBINA AV)

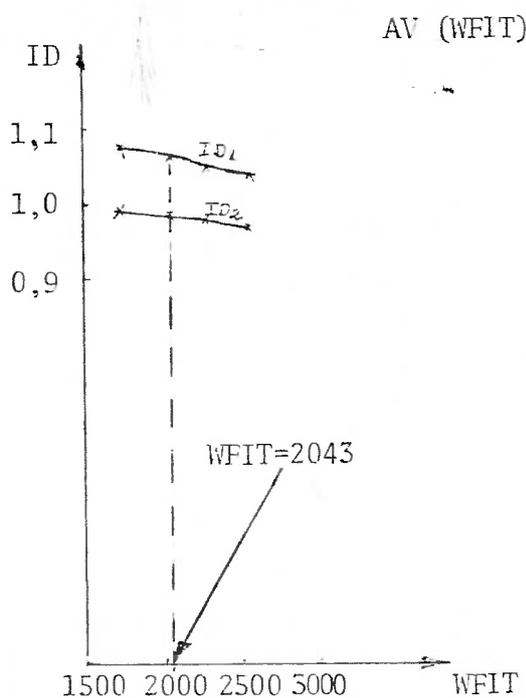


FIGURA 5.24 - GRÁFICO DE ID VERSUS WFIT PARA MANOBRAS AV COM TURBINA

Conclui-se por análise da Tabela 5.25 e da Figura 5.24 que pouca é a variação de desempenho com a alteração de WFIT. Se WFIT é maior, o pico inicial de rotação cresce bastante, ocorrendo o risco de disparo da máquina.

Visando a segurança de disparo será mantido WFIT = 2043 Kg/h.

b) Manobra a ré (WFR)

Fixado o valor de PA = 5°, foi variado o valor de WFR. Os resultados obtidos das manobras estão resumidos na Tabela 5.26 e plotados na Figura 5.25.

Verifica-se por análise do gráfico da Figura 5.25 e da Tabela 5.26, que o desempenho piora se WFR é muito grande, pouca variação ocorre se WFR é igual ao valor de marcha lenta (571,5) ou 700 (≈ 20% maior). Não existe, portanto, grande vantagem em se utilizar WFR maior que o valor de marcha lenta. Será mantido WFR = 571,5.

5.6 - Diminuição do tpd no Controle da Turbina (AV) e PDMAR (Uniformização de Parâmetros Diesel e Turbina)

Os resultados finais obtidos para o diesel indicaram $k_h = 1,8$, tanto na manobra a vante como na manobra a ré, o que acarretaria um tempo de variação de passo no controle da turbina de:

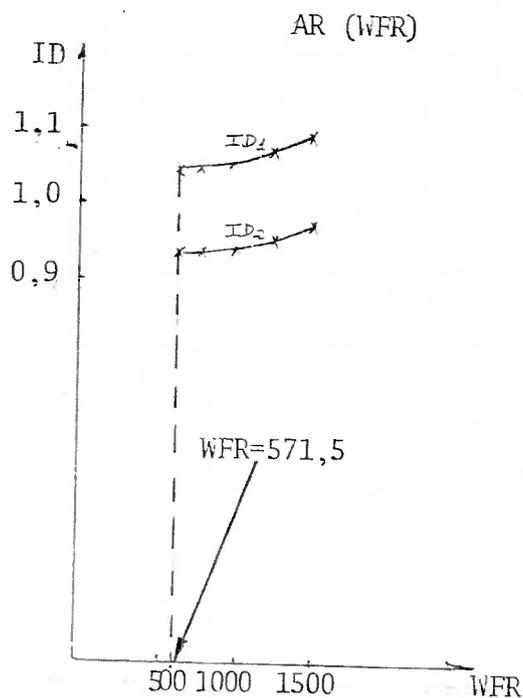
$$\text{tpd} = 22 \text{ (manobra a vante)}$$

$$\text{tpd} = 30 \text{ (manobra a ré)}$$

Turbina a ré (WFR)

tpd	PA	WFR	WFMAR	TP	DP	NH max	I_{D1}/I_{D2}
30	5°	571,5	1905	65,9	393,8	256,45	1,045/0,934
30	5°	700,0	1905	66,1	394,5	256,29	1,046/0,934
30	5°	900,0	1905	66,2	395,8	256,2	1,051/0,938
30	5°	1200,0	1905	66,3	398,1	256,2	1,062/0,948
30	5°	1500,0	1905	66,6	402,8	256,2	1,082/0,966

TABELA 5.26 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS COM VARIAÇÃO DE WFR (TURBINA AR)

FIGURA 5.25 - GRÁFICO DE I_D VERSUS WFR PARA MANOBRAS AR COM TURBINA

Em virtude das diversas ações de controle já adotadas para turbina, deve agora ser possível diminuir tpd para 22 segundos, na manobra a vante com a finalidade de uniformização de parâmetros.

Quanto ao passo mínimo a ré, constatou-se ser o valor de -19° ($P/D = -0,76$) muito alto devendo ser diminuído para -15° ($P/D = -0,589$). O tpd na manobra a ré com turbina fica sendo, se $k_h = 1,8$, de 27,5 segundos.

O programa foi executado com estes dados obtendo-se os resultados resumidos na Tabela 5.27.

MANOBRA	tpd	WFIT	SFR	PA	T_{30}	D_{30}	I_{D1}/I_{D2}	Qhmax	Nhmax
a vante	22	2043	0,25	15°	57,43	517,05	1,063/ 1,007	821830	253,4
MANOBRA	tpd	WFR/ twf ₁	PDMAR	PA	TP	DP	I_{D1}/I_{D2}	Nhmax	
a ré	27,5	571,5/ 2	-0,589	5°	67,96	397,09	1,031/ 0,921	256,49	

TABELA 5.27 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS COM VARIAÇÃO DE PASSO DETERMINADA PARA O DIESEL (AV E AR)

Se forem comparados os resultados obtidos AV com os obtidos na Tabela 5.25 (2º ciclo) verifica-se que a utilização de uma razão de variação de passo um pouco mais rápida causada pela diminuição do tpd de 25 segundos para 22 segundos provoca os seguintes efeitos:

- a) o torque máximo aumenta um pouco continuando com um valor aceitável;
- b) O pico inicial da rotação diminui bastante cain-

do para um valor menor que a rotação de trabalho (262 rpm).

O desempenho melhora um pouco conseguindo-se um menor tempo de aceleração.

A manobra a ré se forem comparados os resultados da Tabela 5.27 com a Tabela 5.26 (1a. linha), verifica-se que a diminuição do passo mínimo a ré provoca os seguintes efeitos:

- a) nenhuma variação no pico máximo de rotação pois a razão de variação de passo não mudou;
- b) ligeira melhora no índice de desempenho apesar de se perder cerca de 2 segundos no tempo de parada e cerca de 3,3 m na distância de parada.

Conclui-se portanto que pode-se adotar o mesmo parâmetro do controlador do passo ($k_h = 1,8$) tanto para o diesel quanto para a turbina ($t_{pd} = 22$ seg a vante). Obtém-se assim a uniformização de parâmetros desejada.

Quanto ao passo mínimo a ré, a determinação do programa de controle pela máquina mais "fraca" (1 diesel), causa perda no desempenho de distância com a turbina apesar de I_D decrescer um pouco mascarando os resultados.

Todos os resultados obtidos nas simulações feita com turbina para determinação dos parâmetros de controle finais estão resumidos na Tabela 5.28.

Nesta tabela podem ser comparados os I_D obtidos em cada passo do desenvolvimento feito. Verifica-se que o I_D final obtido para a turbina é um pouco pior que o inicial (padrão). A perda em desempenho foi relativamente pequena quando comparada

Manobras a vante

MANOBRA	tpd	twf	WFIT	SFR	PA	T ₃₀	D ₃₀	I _{D1} /I _{D2}	Qh max
Padrão	17	10	-	-	-	55,7	517,4	1/1	868019
Tab.5.3	17	10	2043	15%	0°	60,3	529,6	1,068/ 0,997	810096
Tab.5.20	25	10	2043	15%	0°	61	530,2	1,170/ 1,058	785778
Tab.5.23	25	10	2043	25%	15°	57,5	515,0	1,070/ 0,994	806221
Tab.5.27	22	10	2043	25%	15°	57,43	517,05	1,065/ 1,007	821830

Manobras a ré

MANOBRA	tpd	twf	WFR	PA	TP	DP	I _{D1} /I _{D2}	Nhmax
Padrão	25	6	1905	0°	66	385	1/1	287,1
Tab.5.3	25	5	571,5	0°	66,5	394,5	0,959/ 0,885	264,85
Tab.5.20	30	2	571,5	0°	67,3	401,8	1,066/ 0,952	256,5
Tab.5.24	30	2	571,5	5°	66,1	394,1	1,044/ 0,933	256,5
Tab.5.27	27,5	2	571,5	5°	67,96	397,09	1,031/ 0,921	256,5

TABELA 5.28 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS
COM TURBINA A VANTE E A RÉ

com o ganho obtido em segurança física da instalação.

Os parâmetros finais levaram a desempenhos razoáveis com esforços e rotações máximas aceitáveis. O navio, na simulação com turbina, acelera até a velocidade máxima em pouco mais de 57 segundos e para em pouco mais de 3 comprimentos do navio, ou seja:

$$\frac{\text{distância de parada}}{\text{comprimento do navio}} = \frac{397,09\text{m}}{129\text{m}} = 3,078 \text{ comprimento do navio}$$

6.0 INFLUÊNCIA DE CONDIÇÕES DE CASCO SOBRE O DESEMPENHO DO CONTROLE

Com a finalidade de verificar se os valores dos parâmetros ajustados no sistema de controle são adequados para condições de acréscimo ou redução de resistência do casco e de diminuição de deslocamento, será agora procedida a análise do desempenho em condições de serviço e de prova.

Serão utilizados na análise os mesmos índices de desempenho anteriormente definidos. Estes I_D não representam exatamente o desempenho do novo navio simulado, pois as condições de variação de RT são totalmente diferentes.

Apesar das limitações indicadas, os resultados obtidos poderão dar uma idéia do desempenho do sistema de controle nestas condições. Pode-se verificar então se é necessário deixar alguma margem de ajuste ou modificar os parâmetros totalmente nas novas condições.

6.1 Condições de Serviço

Na determinação dos parâmetros de controle até aqui, considerou-se a condição de deslocamento máximo e casco limpo.

Para simular a condição de serviço do navio, pode-se considerar um acréscimo de 25% na curva de resistência do navio, para se levar em consideração o estado do mar, vento e su-

jeira do casco.

Feita esta hipótese, os programas foram executados com os seguintes dados:

$$\text{Resistência} = \text{resistência} \times 1,25$$

Parâmetros finais determinados no capítulo 5.0

Os resultados obtidos em manobras simuladas com diesel, para diferentes valores de velocidade inicial e velocidades de referência (VR) demandadas, estão mostrados na Tabela 6.1.

Manobra	V _i INICIAL	VR final	T ₈ /T ₁₁ /T _p	D ₈ /D ₁₁ /D _p	ID	obs
1D a vante	0,0	8,8	107,5	528,8	0,758	passo estável no final
1D a vante	0,0	9,17	101	477,9	0,740	"
2D a vante	0,0	11,5	-	-	-	não atingiu 11m/s passo estável no final
2D a vante	0,0	11,97	137	1084	0,827	"
1D a ré	8,8	-4,6	73,64	235,46	0,698	passo oscilando no final
1D a ré	9,17	-4,6	74,77	243,88	0,738	"
2D a ré	11,5	-4,6	61,68	283,07	0,839	passo estável no final
2D a ré	11,97	-4,6	62,17	292,32	0,888	"

TABELA 6.1 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS MANOBRAS COM DIESEL NA CONDIÇÃO DE SERVIÇO

Como se verifica por análise da Tabela 6.1 e comparando com as Tabelas 5.17 e 5.18, há uma piora no desempenho de aceleração e melhora no desempenho de parada. Isto se deve ao aumento de resistência do casco que ajuda a parada e dificulta

a aceleração do casco.

Verifica-se também pelas observações feitas na Tabela 6.1 e por análise dos gráficos de resposta obtidos e não anexados a este trabalho que, com 2 diesel a vante, a velocidade máxima foi de 21,3 nós com a rotação final do eixo caindo para 170 rpm e com a posição de cremalheira no esbarro (17,7mm); qualquer acréscimo de passo ou aumento de resistência do casco pode causar o início de atuação da ação de controle correspondente a ERRON e VXH. Isto é, se a rotação do motor cai mais que 7% abaixo da rotação demandada, queda esta causada por fatores externos de carga, o controle inicia a retirada do passo para aumentar a rotação do motor. Como o programa de passo demandaria sempre o passo máximo, o sistema passaria a funcionar em regime oscilante; para evitar esta ocorrência a solução seria retirar um pouco de passo ou diminuir a demanda de rotação para o motor. Em último caso, poderia ser alterado o valor de ERRON.

Para confirmar as observações feitas no parágrafo anterior, o programa foi executado considerando-se a resistência do casco com acréscimo de 30, 35 e 45%. Os valores de ERRON considerados foram 4, 7 e 10%.

Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 6.2.

Como se verifica por análise da Tabela 6.2 e pelas curvas de respostas obtidas e não anexadas a este trabalho, as condições finais de P/D, rotação e velocidade variam bastante com o acréscimo de resistência e com a variação de ERRON. Pode-se concluir que:

Manobra	Acrés. resist.	ERRON	VR final	obs sobre cond. finais	V final	N final
2D AV	30%	4%	11,97m/s	não atingiu 11m/s (P/D oscilando)	9,39 m/s	175,1
2D AV	35%	4%	11,97m/s	não atingiu 11m/s (P/D oscilando)	9,31 m/s	175,1
2D AV	30%	7%	11,97m/s	nao atingiu 11m/s (P/D oscilando)	10,94 m/s	169,7
2D AV	35%	7%	11,97m/s	não atingiu 11m/s (P/D oscilando)	10,82 m/s	170,0
2D AV	30%	10%	11,97m/s	não atingiu 11m/s (P/D fixo e max)	10,94 m/s	169,4
2D AV	35%	10%	11,97m/s	não atingiu 11m/s (P/D fixo e max)	10,80 m/s	168,4
2D AV	45%	7%	11,97m/s	não atingiu 11m/s (P/D oscilando)	10,59 m/s	168,6
1D AV	45%	7%	9,17m/s	$T_8=119,5-D_8=615,5$ ID=0,805 P/D fixo	8,09 m/s	173,7

TABELA 6.2 - RESUMO DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES NA CONDIÇÃO DE SERVIÇO (MANOBRA A VANTE) COM VARIAÇÃO DO ACRESCIMENTO DE RESISTÊNCIA E ERRON

a) O valor de ERRON muito pequeno (4%) faz a rotação subir para a máxima correspondente à rotação máxima do motor no final da manobra; em compensação, o passo final não atinge o valor máximo e a velocidade cai consideravelmente;

b) O valor considerado de 7% para ERRON causa atuação da ação de controle (ERRON - VXH) no final da manobra, a partir de 30% de acréscimo de resistência do casco; nas manobras com 2 diesel à vante, a queda de velocidade é um pouco menor, pois o passo, apesar de oscilar, fica bem próximo do valor máximo no final da simulação;

c) O valor de ERRON de 10% não causa a atuação da

ação de controle (ERRON - VXH) no final da manobra mesmo que o acréscimo de resistência seja da ordem de 35%, nas manobras com 2 diesel à vante. A queda de velocidade é aproximadamente igual a que ocorreria se ERRON fosse 7%, mas o passo atinge o valor máximo. A melhor solução, para a condição de serviço em regime permanente seria, portanto, subir o valor de ERRON;

d) A ação de controle ERRON - VXH não atua para um diesel a vante no final da manobra, mesmo que o acréscimo de resistência seja de 45%. O desempenho do navio cai, como era de se esperar, mas a queda de velocidade é pequena.

Obedecendo-se o mesmo raciocínio com diesel, o programa XIMULFO foi executado simulando a atuação do controle na condição de serviço.

Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 6.3.

MANOBRA	T_{30}/TP	D_{30}/DP	I_{D1}/I_{D2}	Obs.:
a vante	-	-	-	$Q_{hmax}=822733$ $V_{max}=29,46$ (não atingiu 30 nós)
a ré	66,412	380,860	0,971/0,866	$N_{hmax} = 256,155$

TABELA 6.3 - RESUMO DOS RESULTADOS DE MANOBRAS COM TURBINA NA CONDIÇÃO DE SERVIÇO

Verifica-se por análise da Tabela 6.3, comparada com a Tabela 5.28, que há uma piora em desempenho na manobra a vante e melhora na manobra a ré, como foi constatado na simulação de manobras com diesel.

A velocidade máxima atingida na condição de serviço com a turbina foi de 29,46 nós com 253 rpm.

Conclui-se portanto que o navio terá uma grande queda de velocidade, devido à sujeira do casco, quando acionado por diesel e que, quando acionado por turbina, em virtude das suas características de potência, a queda de velocidade será menor. Para evitar oscilação do passo e rotação em regime permanente, nas manobras com 2 diesel a vante, o sistema de controle deveria dispor de uma chave que alterasse o valor de ERRON no caso de casco sujo; o passo seria mantido no valor máximo, caindo a velocidade do navio apenas por consequência do acréscimo de resistência do casco.

Os demais parâmetros do sistema de controle são adequados para esta condição, apesar da queda de velocidade.

6.2 Condição de Prova

Por ocasião das provas do navio, normalmente o deslocamento é menor que o de projeto e o casco está limpo. Supondo-se que o deslocamento de prova seja de 3300 ton e considerando-se uma correção na curva de resistência proporcional a (deslocamento)^{2/3} (ref. 6), vem:

$$\text{Resistência de prova} = \text{resistência projeto} \left(\frac{\Delta_{\text{prova}}}{\Delta_{\text{projeto}}} \right)^{2/3} \quad (6.1)$$

ou

$$\text{Resistência de prova} = 0,9498 \text{ resistência projeto}$$

Os programas foram executados para as condições simuladas de prova, mantendo-se todos os parâmetros até aqui determinados, obtendo-se os resultados para as manobras com diesel e turbina resumidos nas Tabelas 6.4 e 6.5

MANOBRA	$T_8/T_{11}/T_p$	$D_8/D_{11}/D_p$	ID	obs
1DAV PROVA	82,5	330,9	0,654	
2DAV PROVA	81	518,4	0,603	
1DAR PROVA	70,92	236,6	0,732	passo oscilando no final
2DAR PROVA	59,55	288,06	0,9	

TABELA 6.4 - RESUMO DOS RESULTADOS DE MANOBRAS COM DIESEL NA CONDIÇÃO DE PROVA

MANOBRA	T_{30}/T_p	D_{30}/D_p	ID_1/ID_2	obs
TURB AV PROVA	51,38	445,2	0,988/0,928	Qh max=815444 Vmax=32,117 nós
TURB AR PROVA	63,5	380,68	1,014/0,938	Nh max=256,59

TABELA 6.5 - RESUMO DOS RESULTADOS DE MANOBRAS COM TURBINA NA CONDIÇÃO DE PROVA

Verifica-se, por comparação das Tabelas 6.4 e 6.5 com as Tabelas 5.17, 5.18 e 5.28, uma acentuada melhora no desempenho nas manobras de aceleração e pouca diferença no desempenho de parada. Conclui-se, portanto, que os parâmetros determinados, para a condição de casco limpo e deslocamento máximo, são

adequados para a condição de prova, já que nenhum valor de sobre esforço ou sobre rotação foi observado nos gráficos de resposta obtidos e não anexados a este trabalho.

7.0 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Ao se desenvolver um trabalho como este, verifica-se que o assunto é bastante complexo e vasto, sendo necessário, portanto, delimitar-se o escopo da pesquisa para que se possa chegar a conclusões razoavelmente expressivas sobre o assunto analisado.

A modelagem adotada, apesar das limitações indicadas na seção 3, parece ter sido efetiva para as simulações feitas. Eventualmente, dando continuação a este trabalho, poderia ser desenvolvida uma modelagem um pouco mais elaborada para a turbina, como a apresentada nas referências 19 e 20. O programa de simulação com a turbina (XIMULFO) poderia ser modificado, com a finalidade de incorporar parâmetros de controle idênticos aos utilizados no programa de simulação com diesel (REMULFO).

O mínimo do índice de desempenho encontrado não é um mínimo absoluto, já que alguns parâmetros de controle não tiveram a sua variação analisada na pesquisa deste mínimo. Espera-se, entretanto, que a variação em desempenho seja pequena, ao se analisar estes parâmetros.

Ao se analisar um projeto de sistema de controle para um outro navio, as idéias básicas apresentadas neste trabalho devem servir como referências de projeto, podendo as conclusões finais ser ligeiramente diferentes, em virtude de possíveis variações nas características do hélice, do casco e das máquinas.

As condições de projeto de casco limpo e deslocamen-

to máximo parecem ser adequadas, pois representam uma condição de operação com desempenho médio em aceleração, já que por comparação das tabelas 5.17, 6.1 e 6.4, verifica-se, para o diesel uma queda de desempenho na condição de serviço e uma melhora em desempenho na condição de prova, sendo a variação em torno de 10%.

O sistema de controle proposto mostrou-se efetivo para as diversas manobras consideradas, como se pode constatar por análise das tabelas abaixo.

MANOBRA	tab.	K_h	$\frac{x \text{ max}}{x \text{ min}}$	ERRON	VXH	T_g	D_g	I_D
PADRÃO	5.17	7	7/-7	100%	0	121	507,7	1
1DAV-2º ciclo	5.17	1,8	1,8/-1,8	7%	4	92,71	421,2	0,708
1DAV-Serviço	6.1	1,8	1,8/-1,8	7%	4	101	477,9	0,740
1DAV PROVA	6.4	1,8	1,8/-1,8	7%	4	82,5	330,9	0,654

Tabela 7.1 - Resumo comparativo das manobras com 1DAV nas diversas condições

MANOBRA	tab.	K_h	$\frac{x \text{ max}}{x \text{ min}}$	ERRON	VXH	T_{11}	D_{11}	I_D
PADRÃO	5.17	7	7/-7	100%	0	132,5	836,5	1
2DAV-2º ciclo	5.17	1,8	1,8/-1,8	7%	4	97	657,6	0,682
2DAV-Serviço	6.1	1,8	1,8/-1,8	7%	4	137	1084	0,827
2DAV PROVA	6.4	1,8	1,8/-1,8	7%	4	81	518,4	0,603

Tabela 7.2 - Resumo comparativo das manobras com 2DAV nas diversas condições

MANOBRA	tab.	K_h	x_{\max} x_{\min}	ERRON	VXH	T_p	D_p	I_D
PADRÃO	5.18	7	7/-7	100%	0	100	328,4	1
1DAR-2ºci- clo	5.19	1,8	1,8/-1,8	7%	4	75,25	242,2	0,723
1DAR-Servi- ço	6.1	1,8	1,8/-1,8	7%	4	74,77	243,88	0,738
1DAR PROVA	6.4	1,8	1,8/-1,8	7%	4	70,92	236,6	0,732

Tabela 7.3 - Resumo comparativo das manobras com 1DAR nas diversas condições

MANOBRA	tab.	K_h	x_{\max} x_{\min}	ERRON	VXH	T_p	D_p	I_D
PADRÃO	5.18	7	7/-7	100%	0	67	332,1	1
2DAR-2ºci- clo	5.19	1,8	1,8/-1,8	7%	4	62,8	291,8	0,875
2DAR-Servi- ço	6.1	1,8	1,8/-1,8	7%	4	62,17	292,33	0,888
2DAR PROVA	6.4	1,8	1,8/-1,8	7%	4	59,55	288,06	0,9

Tabela 7.4 - Resumo comparativo das manobras com 2DAR nas diversas condições

MANOBRA	tab.	tpd	twf	WFIT	SFR	PA	T_{30}	D_{30}	I_{D_1}/I_{D_2}	obs
PADRÃO	5.28	17	10	-	-	-	55,7	517,4	1/1	$Q_{h\max}=868019$
Turb AV	5.28	22	10	2043	25%	15°	57,43	517,05	1,063/ 1,007	$Q_{h\max}=821830$
Turb Servi- ço AV	6.3	22	10	2043	25%	15°	não atingiu 30 nós		$Q_{h\max}=822753$ $V_{\max}=29,46$ nós	
Turb Prova AV	6.5	22	10	2043	25%	15°	51,38	445,2	0,988/ 0,928	$Q_{h\max}=815444$ $V_{\max}=32,117$ nós

Tabela 7.5 - Resumo comparativo das manobras com turbina AV nas diversas condições

MANOBRA	tab.	tpd	tmf, WEI	PA	T _p	D _p	I _{pr} ² /I _D	obs
PADRAO	5.28	25	6 1905	0°	66	385	1/1	N _{max} =287.1
Turb AR	5.28	27.5	2 571.5	5°	67.96	397.09	1.051/ 0.921	N _{max} =256.5
Turb Serv. AR	6.5	27.5	2 571.5	5°	66.432	380.86	0.971/ 0.866	N _{max} =256.153
Turb Prova AR	6.5	27.5	2 571.5	5°	65.6	380.68	1.014/ 0.938	N _{max} =256.89

TABELA 7.6 - RESUMO COMPARATIVO DAS MANOBRAS COM TURBINA AR NAS DIVERSAS CONDIÇÕES

Os resultados finais da simulação para as condições de projeto estão apresentados nos anexos 4 (Diesel) e 5 (Turbina).

Os índices de desempenho propostos para análise comparativa das diversas manobras parecem mascarar um pouco os resultados em algumas condições. A idéia básica do desempenho deve ser mantida, devendo-se considerar uma ponderação do I_D para a velocidade média; neste caso o tempo de aceleração ou a distância de parada, deve ter peso maior. Apesar das restrições feitas, os resultados finais obtidos no trabalho parecem estar aceitáveis.

O sistema de controle finalmente proposto tenta evitar a entrada da proteção de sobrecarga do motor, através da ação de controle ERRON - VXH; além disso, os parâmetros obtidos para controle da turbina evitam a possibilidade de disparo desta máquina, por assegurarem rotações no regime transitório menores que o valor máximo de trabalho em regime permanente. Em todas as condições analisadas, o desempenho foi aceitável e a se

gurança da instalação foi respeitada.

Finalmente, ao se verificar a possibilidade de extensão da análise a outros parâmetros de controle, deve-se fazer uma consideração sobre custos e benefícios envolvidos. A Tabela 7.7 resume os tempos de processamento e custos médios para simulação de cada manobra pelos programas elaborados.

MANOBRA	PROGRAMA	TEMPO MANOBRA	TEMPO CPU (MÉDIO)	CUSTO MÉDIO	PASSO INTEGRAÇÃO
1DAV	REMULFO	150 seg	45 seg	4,4 UU	0,2 seg
2DAV	REMULFO	150 seg	45 seg	4,4 UU	0,2 seg
1DAR	REMULFO	100 seg	29 seg	3,0 UU	0,2 seg
2DAR	REMULFO	67 seg	21 seg	2,3 UU	0,2 seg
TURBINA AV	XIMULFO	150 seg	24,5 seg	3,3 UU	0,5 seg
TURBINA AR	XIMULFO	67 seg	12,5 seg	2,0 UU	0,5 seg

TABELA 7.7 - RESUMO COMPARATIVO DE TEMPOS E CUSTOS DE SIMULAÇÃO EFETIVADAS NO COMPUTADOR BURROUGHS B6900

8.0 - ANEXOS

1. Manobras padrão diesel (sem controle de N e P/D).

8 gráficos

2. Manobras padrão diesel (sem controle de P/D)

8 gráficos

3. Manobras padrão turbina

4 gráficos

4. Manobras finais diesel

8 gráficos

5. Manobras finais turbina

4 gráficos

9.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. C.J.RUBIS - Acceleration and steady state propulsion dynamics of a gas turbine ship with controllable - pitch propeller. (Trabalho apresentado na reunião anual da SNAME em 16 de novembro de 1972.
2. BURRIL, L.C. - Virtual mass and moment of inertia of propellers. R.I.N.A., março 1962.
3. CARNAHAN, LUTHER, WILKES - Applied numerical methods. John Wiley & Son, Inc., 1969.
4. BIANCO, F.A., MAIZZA, O., BRINATI, H.L. - Aplicação de sistemas de controle automático em navios. Relatório do projeto NDPN-506 - Contrato FUNTEC-232-BNDE-1976.
5. SCHULTZ & MELSA - State functions and linear control systems. McGraw-Hill, Inc., 1967
6. Principles of naval architecture, PNA, SNAME, 1967.
7. D'ARCANGELO - Ship design and construction. SNAME, 1969.
8. Olympus TM3 module machinery supply proposal, Rolls Royce, 1971.

9. TOZZI, J.T. - Direct digital control of a marine gas turbine propulsion plant with controllable - reversing pitch propeller. (Trabalho apresentado em maio de 1973 no M.I.T. para obtenção de título de MSc).

10. BAKER & PATERSON - Some recent developments in representing propeller characteristics. Naval Engineers Journal, fev 1972.

11. C.PRONK - The controlable pitch propeller as a pitch-governor. (Trabalho apresentado no Third Ship Control Systems Symposium, set/72, Inglaterra).

12. DEHOFF & EARL HALL - Optimal control of turbine engines. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, jun/1979.

13. CHAPPLE, P.J. - Simulation of marine gas turbine power plant. (Trabalho apresentado no Third Ship Control Systems Symposium, set/1972, Inglaterra).

14. RUBIS & PETERSON - Simulated dynamics and control of LM2500 marine gas turbine engine. (Trabalho apresentado no Third Ship Control Systems Symposium, set/1972, Inglaterra).

15. FREEMAN - Digital simulation of ship propulsion trains utilizing gas turbine and diesel prime movers. (Tese apresentada no M.I.T., maio, 1972).
16. MORISHITA, H.M. - Simulação dinâmica de um navio com motor diesel e hélice de passo controlável. (Trabalho apresentado no 9º Congresso Nacional de Transportes Marítimos e Construção Naval, set/82, Rio de Janeiro).
17. MORISHITA, H.M. - Modelagem de um atuador do hélice de passo controlável. Estudo Técnico nº 0362/1982 - ETCN-SP - DEN-EPUSP.
18. M.T.U. - Dynamic mathematical model for turbo charged diesel engines. (Trabalho gentilmente cedido pela firma representante da MTU no Brasil, set/1979).
19. Olympus TM3B simulation information. Rolls Royce, 1981.
20. LM2500 simplified non-linear engine and controle system simulation. G.E., 1978.