

TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS: CARACTE-
RÍSTICAS GERAIS, PROPOSTA E ANÁLISE
DE UM MODELO

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS: CARACTERÍSTICAS GERAIS,
PROPOSTA E ANÁLISE DE UM MODELO.

Euclides de Mesquita Neto

Tese apresentada à Faculdade de
Engenharia de Campinas - UNICAMP
como parte dos requisitos neces-
sários para obtenção do título
de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

CAMPINAS, 1981

AGRADECIMENTOS

Num certo sentido este é um trabalho coletivo. Coletivo, no sentido de que muitas mãos viabilizaram sua concretização. Difícil citar nomes sem o risco de se cometer omissões imperdoáveis.

Porém, penso que também constitui irreparável omissão a não explicitação da dívida que tenho para com certas pessoas.

À Beatriz que "segurou as pontas".

Ao Prof. Dr. Hans Ingo Weber, meu orientador, pela indispensável orientação e balizamento na confecção do presente trabalho e pela cordialidade que marcou nosso relacionamento.

Ao Júlio Cesar, e aos demais amigos do GEPROM pela "força" na montagem experimental.

À Yoshiko pelo excelente e paciente trabalho de datilografia e a todos os demais que de uma forma ou outra contribuíram neste trabalho.

Para Helmi e Walter, meus avós,
cujo constante e desinteressado
apoio são pressupostos de minha
formação.

TÍTULO: TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS: CARACTERÍSTICAS GERAIS,
PROPOSTA E ANÁLISE DE UM MODELO.

R E S U M O

Apresenta-se uma recapitulação/resumo dos principais tipos e características das unidades hidrostáticas e dos critérios de sua associação constituindo transmissões hidrostáticas. Propõe-se um modelo matemático, baseado em 4 tipos de perdas, genericamente aplicável a qualquer tipo de unidade e/ou associação de unidades hidrostáticas. Organizou-se um programa em computador digital, capaz simular uma transmissão segundo o modelo proposto.

Montou-se uma bancada de ensaio de uma transmissão hidrostática que possibilitasse avaliar o modelo. Os resultados são apresentados e discutidos.

TITLE: HYDROSTATIC TRANSMISSIONS: GENERAL CHARACTERISTICS,
ORGANIZATION AND ANALYSIS OF A MATHEMATICAL MODEL.

A B S T R A C T

It is shown an review of the main characteristics of the hydrostatic units as well as the criteria to associate them in hydrostatic transmissions. A general mathematical model, based on the assumption of four types of losses, is organized and a digital computer program able to simulate the proposed model is built and described.

A hydrostatic transmission test fixture was set-up in order to check the proposed model's fitting. The results are presented and discussed.

Í N D I C E

	<u>PAG.</u>
INTRODUÇÃO	1
 CAPÍTULO 1: TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS IDEAIS	 3
1.1. UNIDADES HIDROSTÁTICAS: DEFINIÇÕES E CONCEI- TOS	 3
1.2. EQUAÇÕES QUE REGEM A CONVERSÃO DE ENERGIA EM UMA UNIDADE HIDROSTÁTICA IDEAL	 8
1.3. TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS IDEAIS - TIPOS, EQUAÇÕES, CARACTERÍSTICAS	 15
1.3.1. Bomba e motor de deslocamento fixo: (BF-MF)	 17
1.3.2. Bomba de deslocamento volumétrico va- riável e motor de deslocamento volumé- trico fixo: (BV-MF)	 20
1.3.3. Bomba de deslocamento volumétrico fi- xo, motor de deslocamento volumétrico variável: (BV-MV)	 24
1.3.4. Bomba e motor de deslocamento volumé- trico variável: (BV-MV)	 27
1.3.5. Associação de uma bomba de deslocamen- to variável com dois motores de deslo- camento fixo	 29
1.3.6. Transmissões hidromecânicas	32
1.4. TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS E OS OUTROS SISTE- MAS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	 33
1.5. LIMITES DAS EQUAÇÕES IDEAIS	39

CAPÍTULO 2: PROPOSTA DE MODELO PARA TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS REAIS	40
2.1. EQUAÇÕES DAS PERDAS EM UNIDADES HIDROSTÁTICAS	40
2.1.1. Perdas de vazão por fugas	42
2.1.2. Perdas por atrito viscoso	44
2.1.3. Perdas por atrito sêco	44
2.1.4. Perdas hidrodinâmicas	45
2.1.5. Rendimentos volumétrico, mecânico e total	45
2.2. TORQUES, ROTAÇÕES E POTÊNCIAS EFETIVAS UNIDADES HIDROSTÁTICAS	47
2.2.1. Torque efetivo	47
2.2.2. Vazão efetiva	48
2.2.3. Potências efetivas, mecânica e hidráulica	49
2.2.4. Rendimentos volumétrico, mecânico e total	49
2.3. VALORES DE REFERÊNCIA	51
2.3.1. Variáveis de operação e perdas de referência	51
2.3.2. Torques, vazões e potências efetivas em termos de valores e referência ...	53
2.4. ASSOCIAÇÃO DE UNIDADES HIDROSTÁTICAS: TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS	55
2.4.1. Convenção de sinais para generalização das equações das unidades hidrostáticas	55
2.4.2. Generalização das equações envolvendo perdas	61
2.4.3. Equações generalizadas para unidades de deslocamento volumétrico variável (U.H.V.)	63
2.4.4. Equações generalizadas para unidades hidrostáticas de deslocamento volumétrico fixo	65
2.4.5. Transmissão hidrostática tipo U.H.V.-U.H.F. Equações em função de três variáveis de operação	67

2.5. RELAÇÕES PARTICULARES ENTRE TORQUES, PRESSÕES VAZÕES, POTÊNCIAS	69
2.5.1. Relações entre torques e pressões efe tivas	69
2.5.2. Relação entre rotações para uma trans missão hidrostática (U.H.V.-U.H.F.)..	72
2.5.3. Torques e potências para velocidades de saída nulas	75
2.6. OBSERVAÇÕES SOBRE O MODELO	78

CAPÍTULO 3: SOBRE O ENSAIO DE UNIDADE E TRANSMISSÕES HIDROSTÁ TICAS	80
3.1. EXPERIMENTOS COM UNIDADES HIDROSTÁTICAS	80
3.1.1. Medições com válvula de bloqueio aber to	81
3.1.2. Medições com válvula de bloqueio fe chada	83
3.2. EXPERIMENTOS COM TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS.	86
3.2.1. Experimento com eixo de saída livre..	86
3.2.2. Experimento com eixo de saída bloquea do	89

CAPÍTULO 4: DESCRIÇÃO DE UMA BANCADA PARA ENSAIO DE UMA TRANS MISSÃO HIDROSTÁTICA	93
4.1. DESCRIÇÃO DA MONTAGEM MECÂNICA	94
4.1.1. Estrutura para uma transmissão hidros tática	94
4.1.2. Acessórios da bancada	95
4.2. CIRCUITO HIDRÁULICO	99
4.3. CIRCUITOS ELÉTRICOS	102
4.3.1. Circuitos dos transdutores	102
4.3.2. Sistema de aquisição de dados	106
4.3.3. Alimentação e controle do motor e ge rador de corrente contínua	109

CAPÍTULO 5: PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DAS TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS SEGUNDO O MODELO PROPOSTO	114
5.1. PROGRAMA PARA PROCESSAMENTO DOS DADOS	114
5.2. PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DAS UNIDADES HIDROSTÁTICAS	118
 CAPÍTULO 6: ENSAIO DE UMA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	125
6.1. CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS	125
6.2. DESCRIÇÃO DOS TESTES EFETUADOS	126
6.2.1. Teste nº 0	128
6.2.2. Teste nº 1	128
6.2.3. Teste nº 2	129
6.2.4. Testes nºs 3, 4 e 5	135
 CAPÍTULO 7: CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO	142
7.1. CONCLUSÕES	142
7.2. SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO SOBRE TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS	143
 APÊNDICE 1: FORÇAS EM UMA UNIDADE HIDROSTÁTICA DE PISTÕES AXIAIS	145
APÊNDICE 2: LEIS QUE GOVERNAM AS PERDAS PROPOSTAS PARA AS UNIDADES HIDROSTÁTICAS	149
APÊNDICE 3: RELAÇÃO DE EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NO ENSAIO DA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	161
APÊNDICE 4: ESCOLHA DE UM POLINÔMIO INTERPOLADOR PARA CÁLCULO DO PARÂMETRO α	163
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	167

INTRODUÇÃO

A procura por sistemas de transmissão mais eficientes tem sido objeto de preocupação permanente da engenharia ao longo deste século. Porém a consolidação de uma matriz de transporte que teve por base o veículo individual e a abundância de derivados de petróleo a baixo custo, e, que marcou a hegemonia do padrão norte-americano de industrialização, a partir da década de 30, relegou a um segundo plano as pesquisas por transmissões alternativas.

A década de 70 aguça a compreensão da irracionalidade de tal forma de transporte e retorna à ordem do dia a pesquisa por transmissões mais eficientes. Uma das linhas de pesquisa, hoje em andamento em diversos países, tem sido o estudo da aplicação de volantes a bordo dos veículos, de forma que se possa recuperar parte da energia cinética do veículo que é perdida nas frenagens e otimizar as faixas de operação das máquinas de acionamento. Os sistemas de transmissão destes veículos, ditos híbridos, são constituídos normalmente pela associação de máquinas elétricas, máquinas hidrostáticas, trens de engrenagens planetários e dos volantes para armazenamento de energia propriamente ditos, [16], [19] e [33].

A complexidade e o número de fatores envolvidos na síntese de um sistema de transmissão híbrido exigem um estudo prévio que é normalmente feito por simulação do sistema em computador digital. Dentro desta linha de pesquisa, atualmente em andamento no Departamento de Engenharia Mecânica da Unicamp, Stavropoulou, [33], apresentou um estudo de simulação de veículo híbrido cujo sistema de transmissão era controlado por máquinas elétricas. Assim a proposta inicial do presente trabalho visava um estudo semelhante a [33] somente que com a utilização de máquinas hidrostáticas.

Ficava claro, porém, logo no início do trabalho a necessidade de se conhecer melhor as características das máquinas hidrostáticas bem como as equações que regem sua operação. O avanço do trabalho mostrou que este objetivo por si só implicava coleta e organização de boa quantidade de material. Consequentemente o escopo do trabalho foi alterado para o que correntemente apresentamos.

Procuramos no primeiro capítulo organizar de forma razoavelmente extensiva informações sobre as características das unidades hidrostáticas, dos critérios de sua associação para constituir as transmissões hidrostáticas e apresentamos algumas comparações com outros sistemas de transmissão. Pensamos que este material possa contribuir para a compreensão de um sistema de transmissão pouco difundido no Brasil.

No que diz respeito às equações que regem a operação destas unidades, constatamos que haviam indicações esparsas de um modelo matemático capaz de se aproximar da realidade. O segundo capítulo portanto organiza um material e algumas noções dispersas que são aprofundadas, fornecendo não somente um modelo matemático de aplicação genérica a qualquer tipo de unidades hidrostáticas, como também um procedimento para que se obtenha equações de modelos relativos a outras associações, que não a proposta. O modelo proposto é estacionário, ou seja, não incorpora as características dinâmicas de operação da máquina hidrostática.

O terceiro capítulo sugere um procedimento para a obtenção dos parâmetros característicos das unidades, que será utilizado quando do ensaio de uma transmissão hidrostática. O capítulo quarto é uma breve descrição da bancada que foi montada para ensaio de uma transmissão hidrostática e avaliação do modelo matemático proposto.

O quinto capítulo faz uma descrição dos programas de computador utilizados no ensaio da transmissão e de um programa que possibilita a simulação desta transmissão sob qualquer condição de operação. Os últimos capítulos tratam da apresentação dos resultados obtidos e discutem validade e limitações do modelo sugerido.

Para finalizar enfatizáramos que o objetivo do presente trabalho é a coleta de informações sobre as unidades hidrostáticas bem como a proposição de um modelo matemático capaz de ser utilizado na análise de transmissões hidrostáticas de qualquer tipo. Finalmente discutimos o modelo proposto, além de encaminharmos uma lista de sugestões para a continuidade do trabalho.

CAPÍTULO 1

CAPÍTULO 1: TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS IDEAIS

1.1. UNIDADES HIDROSTÁTICAS: DEFINIÇÕES E CONCEITOS

Uma unidade hidrostática é essencialmente um aparato com ponente de uma transmissão hidrostática, conversor de energia mecânica em hidráulica e vice-versa. As grandezas físicas que expressam a energia mecânica convertida por unidade de tempo são o torque¹, M , e a rotação, n . Analogamente para a energia hidráulica, são a pressão, P , e a vazão Q . As unidades que convertem energia mecânica em hidráulica são comumente chamadas de "bombas", enquanto que a passagem de energia hidráulica para mecânica é, neste caso, efetuada pelos "motores hidráulicos".

O que caracteriza e diferencia as unidades hidrostáticas, também ditas de "deslocamento positivo", das máquinas hidráulicas chamadas de "hidrodinâmicas", ventiladores, bombas centrífugas e turbinas, é a forma pela qual a conversão de energia é efetuada.

Se tivermos em mente, conforme nos propõe [2], que as formas usuais de energia são a mecânica, a hidráulica, a elétrica e a térmica, e que, elas se caracterizam por dois tipos de parâmetros, a saber, um "potencial" e um de "fluxo", poderemos entender mais claramente a diferença entre as máquinas hidrostáticas e as hidrodinâmicas. Os parâmetros "potenciais" que caracterizam as energias mecânica, hidráulica, elétrica e térmica são respectivamente o torque, a diferença de pressão, a diferença de potencial, e a diferença de temperatura. Por sua vez os parâmetros de "fluxo" são a rotação, a vazão, a corrente elétrica e a taxa de transferência de calor por diferença unitária de temperatura. O projeto de um sistema mecânico consiste então em uma série de componentes que transmitem e transformam estas formas energéticas umas nas outras de tal modo que seja maximizado o rendimento do conjunto.

Isto posto, vejamos como se processa a conversão de energia em cada um destes tipos de equipamento. As bombas hidrodinâmicas colocam inicialmente o líquido em movimento no seu interior ,

1) O termo normalizado é "conjugado", porém, na prática usam-se os termos torque ou momento torsor, que serão aqui adotados.

atribuindo-lhe uma considerável velocidade, para a seguir diminuir esta velocidade num difusor a um valor conveniente que lhe permita adquirir pressão para vencer as resistências que lhe são opostas.

Neste tipo de conversor a energia transformada se caracteriza pelo movimento do fluido em altas velocidades e baixas pressões, e é conhecida a dependência funcional que existe entre a vazão e a pressão fornecidas. Aqui a energia cinética do fluido é da mesma ordem de grandeza da energia sendo transmitida e consequentemente o processo de conversão é bastante sensível às mudanças de velocidade, e de densidade do fluido, não o sendo porém em relação à sua viscosidade. As máquinas que efetuam a conversão desta forma, acima descrita, são também conhecidas como "máquinas de fluxo".

Em contrapartida, o fluido ao passar pelas unidades hidrostáticas tem na grande elevação de sua pressão e pequena variação de sua energia cinética as características determinantes da conversão de energia. Na maioria dos casos a variação da energia cinética, tanto do fluido quanto da máquina, é diminuta em comparação com a energia sendo transmitida. Assim o processo de conversão não é sensivelmente afetado pela variação da velocidade e densidade do fluido e nem pela "inércia" das partes móveis da máquina.

Em termos dos parâmetros que compõe a energia convertida na unidade de tempo, podemos dizer que nas máquinas hidrodinâmicas é o parâmetro de "fluxo", no caso, a vazão, que predomina nesta forma de energia em detrimento do parâmetro "potencial", a pressão. Nas máquinas hidrostáticas a componente da energia hidráulica que predomina é o parâmetro "potencial", isto é, a pressão. O parâmetro de "fluxo", a vazão, ou seja, aquele relacionado com a energia cinética do fluido é secundário. Deve ficar claro que apesar da predominância de um ou outro parâmetro, conforme o tipo de máquina que faça a conversão de energia, a existência de ambos é essencial para que haja transferência dessa mesma energia.

A Figura 1.1 nos mostra, qualitativamente, as diferentes curvas relacionando a dependência funcional entre vazão e pressão nas bombas hidrostáticas e hidrodinâmicas, para valores constante de velocidades do eixo que as movimenta. Embora estas curvas sejam bastante conhecidas, pensamos que elas possam ilustrar nossa tentativa de diferenciar os citados tipos de máquinas hidráulicas.

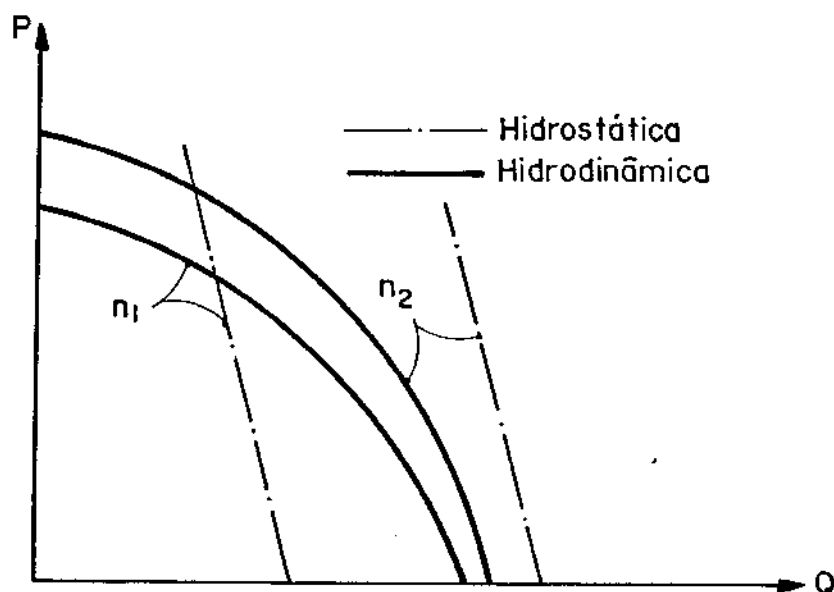


Figura 1.1. Relação entre vazão, Q , e pressão, P , para bombas hidrostáticas e hidrodinâmicas. Rotações n_1 e n_2 distintas e constantes.

No presente trabalho pretendemos abordar somente as máquinas hidrostáticas.

Embora existam muitas variações de máquinas hidrostáticas elas podem ser reduzidas a três configurações básicas que são as máquinas de "engrenagens", de "palhetas" e de "pistões". A primeira das máquinas hidrostáticas é bem conhecida de todos e encontra larga aplicação nas utilizações técnicas. Devido a problemas de limitação da resistência de algumas peças e devido aos efeitos da pressão que atua de forma desbalanceada neste tipo de unidade, elas tem tido seu uso limitado a faixas de pressão relativamente baixas. Para o caso de uma visão quantitativa, informamos que sua pressão de trabalho geralmente não ultrapassa a 10^7 N/m^2 (100 kp/cm^2). Outra característica que por vezes limita o uso das unidades de engrenagens é o fato de não se poder variar seu deslocamento volumétrico por unidade de rotação, q_0 . Isto implica que no caso de uma

bomba, para uma velocidade de entrada constante teremos também uma vazão constante.

O que afirmamos acima nos sugere a existência de unidades hidrostáticas cujo deslocamento volumétrico, q , não seja constante. De fato, tanto as unidades hidrostáticas de palhetas como as de pistões podem ser construídas de forma que se possa alterar continuamente seu deslocamento volumétrico desde um valor máximo, $q_{\max}$, até um valor mínimo, $q_{\min}$.

As unidades hidrostáticas de palhetas estão sujeitas, a princípio, às msms limitações, no que tange à pressão que as unidades hidrostáticas de engrenagens. Porém um projeto cuidadoso da localização das válvulas de entrada e saída do fluido tende a minorar os efeitos do desbalanceamento das forças. Assim estas unidades chegam a operar em faixas de pressão que se situam entre 10^7 N/m^2 (100 kp/cm^2) e $1,5 \times 10^7$ (150 kp/cm^2). Outra característica vem a ser a necessidade de uma velocidade mínima de operação, pois as palhetas são acionadas pela força centrífuga, não existindo, portanto, em baixas velocidades compartimentos que permitam o deslocamento positivo do fluido.

As unidades hidrostáticas (U. H.) de pistões se dividem em duas categorias, a saber, as de "pistões radiais" e as de "pistões axiais". Os dois tipos de unidades podem trabalhar a elevadas pressões por prolongados períodos, sem que isto cause qualquer dano, ou diminuição significativa da vida útil do equipamento. Pressões de trabalho da ordem de $4 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ (400 kp/cm^2) são bastante frequentes. A experiência tem mostrado que as U.H. de pistões radiais operam melhor a baixas rotações e com grande deslocamento volumétrico por unidade de rotação. As U.H. de pistões axiais, por sua vez, trabalham a altas velocidades e com deslocamentos volumétricos relativamente pequenos.

Uma característica das U. H. que as tornam extremamente versáteis é a capacidade que elas tem de serem aquilo que aqui definiremos por "reversíveis". Por "reversibilidade" de uma U. H. entenda-se a capacidade dela operar por vezes como bomba, por vezes como motor hidráulico, dependendo se a energia que lhe é fornecida é mecânica ou hidráulica respectivamente. Os três tipos de U. H. podem, por princípio, operar tanto como bomba ou como motor. Porém para que isto seja possível o projeto do sistema de válvulas

da unidade deve ser compatível com a inversão da pressão e/ou da vazão que atua sobre a mesma. A possibilidade de uma U. H. operar como motor nos leva a investigar as características dos diversos tipos de motores hidráulicos. Um dos fatores mais importantes do funcionamento de um motor hidráulico é o torque que ele é capaz de desenvolver quando sua rotação é nula. Deve ser óbvio que tal torque, que chamaremos de "torque na rotação nula", está intimamente ligada à facilidade com que o motor vence as resistências iniciais ao movimento.

No que diz respeito ao "torque na rotação nula" os três tipos de motores hidráulicos tem comportamentos bastante distintos. As U. H. de engrenagens e palhetas não são capazes de desenvolver grandes "torques de partida" ou "torques na rotação nula". Já os motores de pistões tanto axiais como radiais tem capacidade de desenvolver torques bastante elevados, também em velocidades de rotação nulas.

Façamos um rápido apanhado do que já vimos sobre as propriedades das unidades hidrostáticas de pistões axiais; elas operam a altas pressões e a altas velocidades, o que significa elevada densidade de potência por volume ou massa; elas desenvolvem altos "torques na rotação nula", possuem a capacidade de ter seu deslocamento volumétrico variado continuamente e são facilmente "reversíveis". Tais características tem consagrado o uso deste tipo de T. H. em aplicações veiculares, as mais diversas.

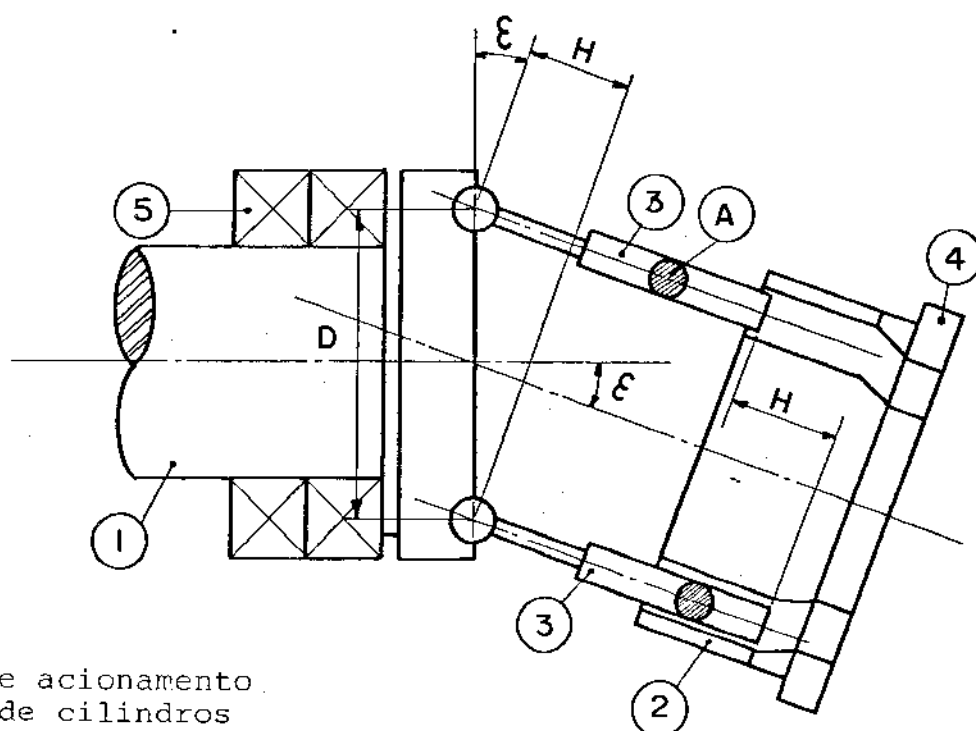
Resta-nos, ainda, acrescentar que as U. H. que podem ter seu deslocamento volumétrico (característica eminentemente geométrica) continuamente variado são ditas "unidades hidrostáticas (de deslocamento) variável", U.H.V.. Por exclusão, as demais são ditas "unidades hidrostáticas (de deslocamento) fixo", U.H.F..

Pretendíamos nestas linhas iniciais traçar um esboço das principais características que são fundamentais para a compreensão da análise "macroscópica" das U. H.. Embora no decorrer das próximas páginas continuemos a aprofundar o assunto, deve ficar claro que é impossível condensar aqui o volume de informações sobre U. H. contido na bibliografia apresentada no final deste trabalho. É imprescindível a consulta à bibliografia para qualquer estudo sobre U. H..

1.2. EQUAÇÕES QUE REGEM A CONVERSÃO DE ENERGIA EM UMA UNIDADE HIDROSTÁTICA IDEAL

Nesta seção pretendemos mostrar as equações que regem a conversão de energia mecânica em hidráulica e vice-versa conforme a unidade hidrostática "ideal" seja bomba ao motor hidráulico. Por uma unidade ideal entendemos aquela que não apresenta perdas de quaisquer tipo.

Para ilustrar o funcionamento de uma unidade hidrostática variável vamos nos basear no esquema de uma unidade hidrostática variável de pistões axiais, como mostrado na Figura 1.2.



1. Eixo de acionamento
2. Bloco de cilindros
3. Pistão
4. Disco de distribuição
5. Rolamento

Figura 1.2. Seção esquemática de uma unidade hidrostática variável de pistões axiais.

O fato de usarmos uma unidade de pistões axiais como exemplo não retira a generalidade das equações propostas se tivermos em mente que para outros tipos de unidades os parâmetros eminentemente geométricos devem ser alterados para levar em consideração as especificidades destas unidades.

A forma de funcionamento destas unidades é relativamente simples. No caso de uma bomba, a potência mecânica na forma de um torque, M , e uma rotação, n , faz girar o eixo de acionamento juntamente com o bloco de cilindros, que estão inclinados entre si de um ângulo ϵ . Esta inclinação acarreta, no decorrer de meia-rotação, um movimento relativo entre os pistões e o bloco de cilindros cujo curso é H . Este movimento dos pistões produz uma ação de "bombeamento". A ação de bombeamento gera uma vazão, Q , a uma pressão, P , que são os componentes da energia hidráulica.

É fácil verificar que a vazão, Q , suprida é diretamente proporcional ao curso " H ". Por considerações geométricas também verificamos que o curso " H " é função da inclinação ϵ entre os eixos e de outras características geométricas da unidade. Logo,

$$H = D \cdot \text{sen } \epsilon \quad (1.1)$$

Por sua vez a vazão suprida após n rotações é

$$Q = n \cdot (c \cdot A) \cdot H$$

ou

$$(1.2)$$

$$Q = n \cdot (c \cdot A \cdot D) \cdot \text{sen } \epsilon$$

O termo entre parêntesis é uma função somente da geometria da unidade, onde c é o número de pistões, A é a área da seção transversal de cada cilindro. Fazendo-o igual a k , temos

$$Q = n \cdot k \cdot \text{sen } \epsilon \quad (1.3)$$

Uma rápida análise da fórmula (1.3) nos indica que para uma unidade cuja geometria está definida por k , a vazão é função

tanto da rotação de acionamento, n , quanto do ângulo de inclinação entre os eixos, ϵ . Ou ainda, para uma rotação n constante podemos variar a vazão fornecida pela bomba variando o ângulo ϵ . Analogamente se nossa unidade fosse um motor hidráulico recebendo uma vazão constante, Q , poderíamos alterar sua rotação, n , fazendo variar a inclinação ϵ .

As unidades hidrostáticas de pistões axiais que tem a capacidade de variar o ângulo ϵ , ou seja de, em última instância, variar a vazão fornecida sem que se altere a rotação de acionamento são chamadas de "variáveis".

Vamos agora definir o "parâmetro" mais importante tanto para análise como para a operação de uma U. H., o "deslocamento volumétrico máximo por unidade de rotação", q_0 . Tomando o ângulo de inclinação máximo entre os eixos $\epsilon_{\max}$, obtemos a vazão máxima, $Q_{\max}$, para uma rotação qualquer e constante, n . Assim

$$Q_{\max} = n \cdot k \cdot \sin \epsilon_{\max} \quad (1.4)$$

Definindo q_0 como

$$q_0 = k \cdot \sin \epsilon_{\max} \quad (1.5)$$

Temos

$$Q_{\max} = n \cdot q_0 \quad (1.6)$$

Ou seja q_0 é a "vazão por unidade de rotação" ou ainda é o "deslocamento volumétrico da unidade" por rotação unitária medida com uma diferença de pressão nula entre as válvulas de entrada e saída da vazão. Tal parâmetro, como veremos, é essencial para a caracterização de uma unidade hidrostática. Ele estará presente nas equações que definem os parâmetros da potência bem como em todas as considerações sobre a forma de se acoplarem duas ou mais unidades hidrostáticas.

Definindo q como sendo o "deslocamento volumétrico variado" que é uma função do ângulo de inclinação entre os eixos ,

$$q = k \cdot \sin \varepsilon \quad (1.7)$$

e de (1.3),

$$Q = n \cdot q \quad (1.8)$$

Definindo α como uma relação entre o deslocamento volumétrico variado ou atual e o máximo

$$\alpha = \frac{q}{q_0} \quad (1.9)$$

de (1.8)

$$Q = n \cdot \alpha \cdot q_0 \quad (1.10)$$

A variável α pode assumir diversos valores conforme o tipo de unidade hidrostática. Para as U. H. de deslocamento volumétrico fixo α assume o valor da unidade ($\alpha = 1$), como pode ser facilmente verificado. Já para as U. H. de deslocamento volumétrico variável e totalmente reversíveis α assume valores que podem variar, continuamente, de 1 a -1. Assim para U.H.V. reversíveis ($-1 \leq \alpha \leq 1$).

Voltando às duas formas de energia convertidas pelas máquinas hidrostáticas, verificamos que a potência mecânica, W_m , fornecida para ou pela unidade é:

$$W_m = 2\pi \cdot n \cdot M \quad (1.11)$$

Da mesma forma a potência hidráulica

$$W_h = Q \cdot P \quad (1.12)$$

Se nossas máquinas são supostas ideais, ou seja, transformam toda energia mecânica em hidráulica e vice-versa, então de (1.11), (1.12) e (1.10)

$$P = 2\pi \frac{M}{q} \quad (1.13)$$

ou

$$P = \frac{2\pi}{q_0} \cdot \frac{M}{\alpha} \quad (1.14)$$

As equações (1.10) a (1.14) regem a conversão de energia nas U. H., e são fórmulas físicas válidas para qualquer sistema de unidades que seja consistente. Parece-nos interessante analisar mais detalhadamente seu significado. A primeira observação a ser feita se refere ao "desacoplamento" existente entre os parâmetros potenciais e os de fluxo das duas formas de energia. Colocando outros termos, observamos que a vazão é uma função da rotação e não do torque. Por sua vez a pressão só depende do torque e não da rotação.

De outra forma podemos dizer que para um deslocamento volumétrico constante, α constante, se quisermos que uma bomba forneça maior pressão devemos aumentar o torque que lhe estamos aplicando. Assim também, um aumento na vazão exige uma elevação na rotação de entrada. O mesmo raciocínio vale para uma U. H. trabalhando como motor, somente que de forma inversa.

Existe, porém, um "elo" de ligação entre os parâmetros potenciais e os parâmetros de fluxo da potência sendo transformada. Este é exatamente a variável α , que nos fornece uma indicação do deslocamento volumétrico atual da unidade. Se analisarmos a fórmula (1.14) percebemos que para um mesmo torque M , podemos obter diversas pressões, conforme o valor de α varie entre seu valor máximo positivo e seu valor máximo negativo. De particular importância é o ponto em que o valor de α se torna nulo. Para tal ponto teria

mos então, teoricamente uma pressão tendendo ao "infinito". Para evitar os danos de uma elevação de pressão nos pontos onde os valores de α são muito pequenos as unidades hidrostáticas precisam ter instaladas nos seus circuitos válvulas limitadoras de pressão ou válvulas de "alívio".

Por sua vez a fórmula (1.10) nos indica que podemos também obter uma variação na vazão, mantendo a rotação constante, bastando alterar o valor de α .

Estamos, agora, em condições de entender o significado do termo "variável" em uma unidade hidrostática. Mantendo-se constantes o torque e a rotação fornecidos à entrada observamos que uma variação de α que eleve a pressão necessariamente reduz a vazão da mesma proporção, mantendo constante a potência convertida. Algo análogo ocorre, se mantendo P e Q constantes, mudamos α de forma que o torque aumente. Tal necessariamente implica em uma redução da rotação. Então, o significado de "variável" não é somente o de variar o deslocamento volumétrico de uma unidade, mas sim o fato de que esta variação é capaz de alterar continuamente as características da potência sendo convertida. Assim uma U. H. variável pode fornecer potência com as características de qualquer ponto sob a "hipérbole de potência", dentro de seus limites de torque, rotação, pressão e vazão.

A Figura 1.3 mostra a área sob a "hipérbole da potência máxima" que a unidade pode converter. Mostra também os pontos que caracterizam os limites funcionais dos parâmetros potenciais e de fluxo para as energias mecânica e hidráulica. A unidade variável é capaz de fornecer potência caracterizada por qualquer ponto sob a curva.

Em termos dos parâmetros potencial e de fluxo de uma forma de energia, "variável" também significa a capacidade de transformar continuamente, dentro de certos limites a proporção com que cada parâmetro contribui para a energia que circula no tempo.

O "Apêndice I" nos mostra como dentro de uma U. H. de pistões axiais se converte um mesmo torque em distintas pressões, e vice-versa, sem se alterar o dispêndio de energia.

Para finalizar cumpre explicar que tomamos uma U. H. de pistões axiais para elaborar as equações da conversão de energia

somente pela simplicidade com que ela permite fazê-lo. As equações (1.8) a (1.14), porém, são genéricas para qualquer tipo de unidade hidrostática ideal.

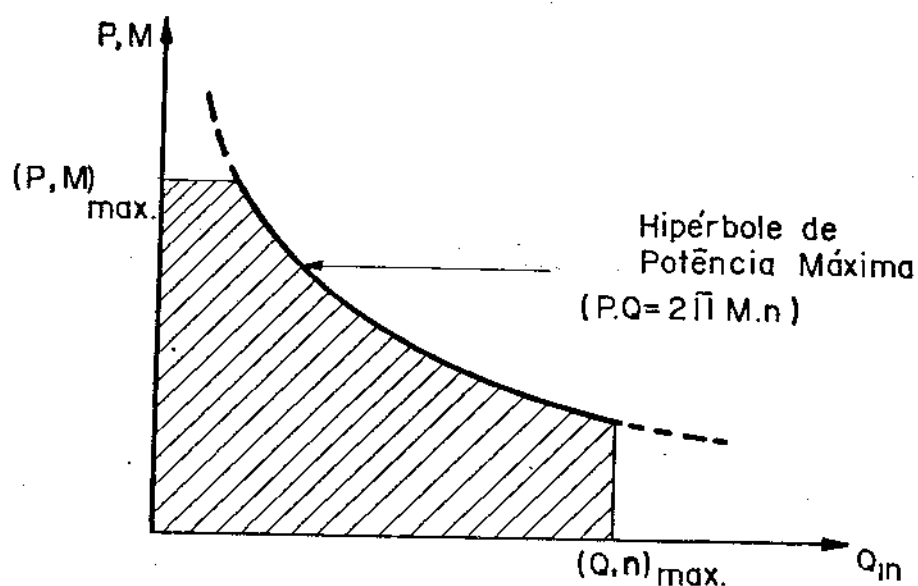


Figura 1.3. Área sob a "hipérbole de potência máxima" de uma U.H. variável. Limites e composição entre os parâmetros que a energia a ser convertida pode assumir.

1.3. TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS IDEAIS - TIPOS, EQUAÇÕES, CARACTERÍSTICAS

Nesta seção vamos caracterizar uma transmissão hidrostática, "T.H.", e descrever os diversos tipos bem como suas principais características, vantagens e desvantagens.

Chamamos de "transmissão hidrostática" àquela transmissão que é formada pela associação de duas ou mais unidades hidrostáticas, constituindo um circuito hidráulico onde a energia transmitida entre as diversas unidades é hidráulica e, como já vimos, a componente potencial, no caso a pressão, é predominante. Existem diversas formas de se associarem unidades hidrostáticas formando circuitos hidráulicos. Uma primeira tentativa de classificar as T.H. se refere ao circuito hidráulico ser "aberto" ou "fechado". Nos circuitos abertos a bomba succiona o fluido de um reservatório e os motores o devolvem ao mesmo reservatório. Este tipo de circuito pode apresentar problemas de cavitação na entrada da bomba, caso a instalação não seja cuidadosamente projetada. Outro detalhe inerente ao circuito hidráulico aberto é que a energia cinética do fluido ao sair do(s) motor(es) é perdido. Já vimos porém que essa forma de energia, a cinética, é de ordem de grandeza desprezível quando comparada com a grandeza da energia sendo convertida.

Já nas T. H. de circuito fechado em não havendo perdas de fluido no circuito não há perdas de energia cinética. Além disso os circuitos fechados permitem a aplicação de uma "pré-carga" ou "contra-pressão" inicial em ambos os ramos, de forma que se pode evitar a cavitação sob qualquer condição de operação. Esta "pré-carga" é normalmente fornecida por um sistema de bombeamento auxiliar ou secundário. Uma vez que esta contra-pressão atua igualmente nos ramos de alta e baixa pressão ela não afeta nem o funcionamento das U. H. nem as equações deduzidas até o presente momento.

A Figura 1.4 nos mostra um esquema de um circuito hidráulico aberto, (a), e um fechado, (b). Devemos ter em mente que a pressão, P , utilizada nas fórmulas da seção precedente é a diferença de pressão entre as válvulas de entrada e saída da unidade hidrostática. Assim

$$P = P_a - P_b$$

(1.15)

Estamos querendo mostrar que um acréscimo de pressão em ambos os ramos do circuito não altera o torque nas unidades. A Figura 1.5 poderá nos auxiliar nesta demonstração. Nela estão plotados as pressões nos dois ramos, alta e baixa, P_a e P_b , respectivamente, bem como a pressão diferencial P resultante e consequentemente o torque M_2 desenvolvido na unidade motora.

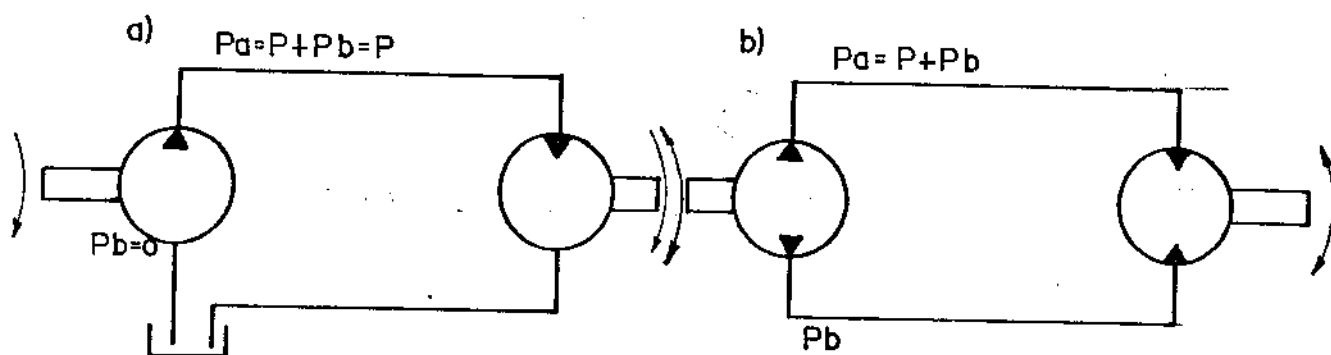


Figura 1.4. Esquema de um circuito hidráulico aberto (a) e fechado (b) mostrando as pressões do ramo de baixa P_b , de alta P_a e a pressão diferencial, P .

Vemos claramente que uma "pré-carga" ou "contra-pressão" nos circuitos hidráulicos fechados não alteram os torques nas U. H. e permitem a eliminação do fenômeno da cavitação. Outra característica dos circuitos fechados é que eles permitem inversão no sentido do fluxo, ou seja da vazão, e consequentemente inversão do sentido de rotação das unidades. Tal é incompatível com os circuitos abertos.

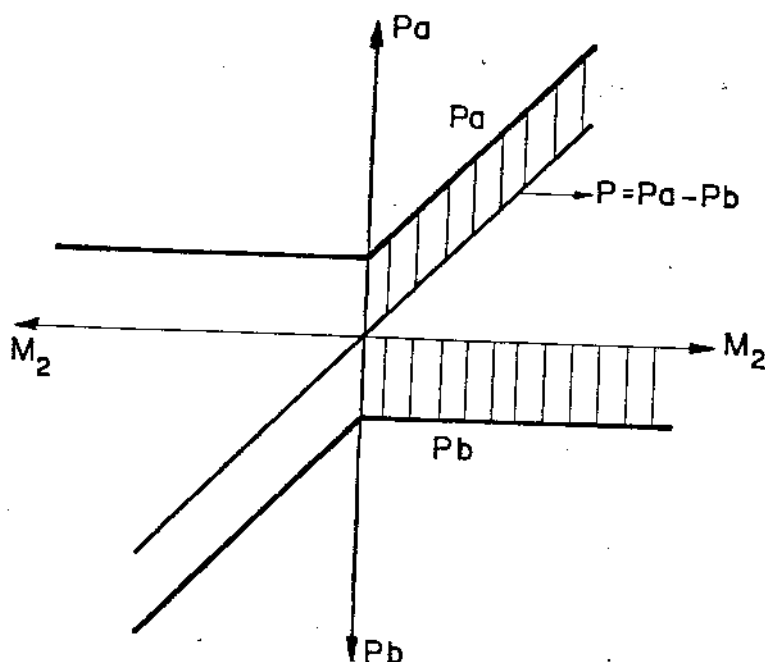


Figura 1.5. Pressão nos ramos ou tubulação de alta (P_a), baixa (P_b) e pressão diferencial (P) em função do torque na unidade motora (n_2).

Mas existe uma forma mais importante para caracterizarmos as transmissões hidrostáticas. Esta diz respeito ao tipo de U. H. que compõe o circuito. Assim podemos ter unidades hidrostáticas fixas ou variáveis atuando como bomba ou motor ou ambos. Vamos agora descrever as características e propriedades de algumas das mais importantes associações de U. H. formando T. H. de circuito hidráulico fechado.

1.3.1. Bomba e motor de deslocamento fixo (BF-MF)

A Figura 1.6 nos mostra um circuito hidráulico fechado formando uma transmissão hidrostática em que as duas unidades possuem deslocamento volumétrico constante. Mantendo a suposição de que nossas unidades são ideais e não apresentam fugas de vazão podemos dizer que a vazão Q circulando no circuito é comum às duas unidades. Assim de (1.10)

$$Q = n_2 \cdot \alpha_2 \cdot q_{02} \quad (1.16)$$

e

$$Q = n_1 \cdot \alpha_1 \cdot q_{01} \quad (1.17)$$

ou

$$n_2 \cdot \alpha_2 \cdot q_{02} = n_1 \cdot \alpha_1 \cdot q_{01} \quad (1.18)$$

Porém, como já vimos, nas unidades hidrostáticas de deslocamento fixo o parâmetro que mede a variação do deslocamento volumétrico α é constante e igual à unidade. Assim, neste caso

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 1 \quad (1.19)$$

que em (1.18) nos leva a

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{q_{01}}{q_{02}} \quad (1.20)$$

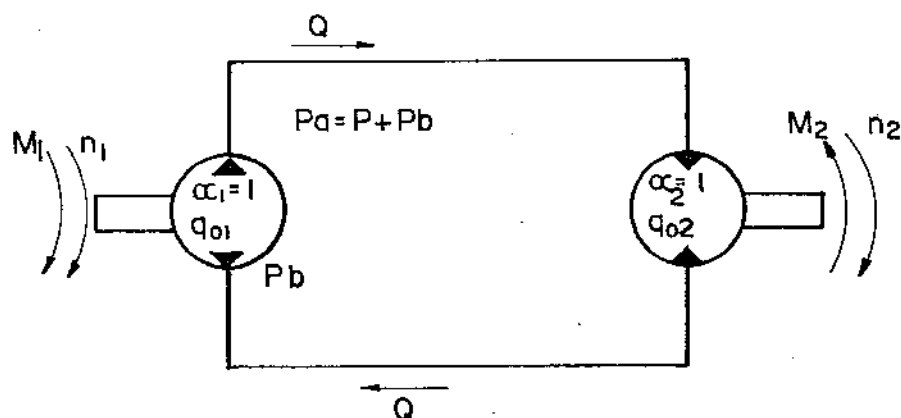


Figura 1.6. Transmissão hidrostática com duas unidades de deslocamento volumétrico fixo.

Analogamente a diferença de pressão nos dois ramos do circuito P é a mesma para as duas unidades. Então de (1.14) temos

$$P = \frac{2\pi}{q_{o1}} \cdot \frac{M_1}{\alpha_1} \quad (1.21)$$

e

$$P = \frac{2\pi}{q_{o2}} \cdot \frac{M_2}{\alpha_2} \quad (1.22)$$

Iguando (1.21) e (1.22) e levando em consideração (1.19)

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{q_{o2}}{q_{o1}} \quad (1.23)$$

As equações (1.20) e (1.23) regem a operação desta transmissão. Delas podemos concluir que esta associação funciona de forma análoga a um redutor ou a um multiplicador de velocidades cuja relação de multiplicação é dada pela razão entre os deslocamentos volumétricos das duas unidades. Assim uma T. H. tipo "BF-MF" pode nos fornecer acréscimo de torque, caso ($q_{o2} > q_{o1}$), mas de forma não contínua, não variável. Quanto às velocidades existe uma forma de se conseguir uma variação contínua da relação entre as mesmas. Isto se obtém através da colocação de uma válvula controladora de vazão entre as duas linhas de maneira a formar um "by-pass" para a vazão Q. Como a vazão que é desviada pelo "by-pass" está, antes de passar pela válvula de controle do "by-pass", com a pressão do dano mais alto e após com a pressão do ramo mais baixo, ela representa uma perda de energia proporcional à vazão desviada. Este é um dos grandes inconvenientes de se ter uma variação de velocidades num circuito com unidades fixas. Sob este ponto de vista, da variação de velocidades, esta transmissão se assemelha a uma embreagem de fricção onde não se multiplica o torque fornecido e o deslizamento significa perda de energia.

Os circuitos tipo "BF-MF" são muito pouco usados e tem sua melhor característica na flexibilidade de instalação que ele permite.

1.3.2. Bomba de deslocamento volumétrico variável e motor de deslocamento volumétrico fixo: BV-MF

Este é o circuito mais largamente utilizado. Como veremos nesta seção a colocação de uma unidade com deslocamento variável, no caso a bomba, trará para o circuito a capacidade de variar continuamente no motor as características da potência sendo transmitida, tornando esta transmissão extremamente versátil. A Figura 1.7 indica uma transmissão hidrostática tipo "BV-MF".

Se fizermos raciocínio análogo ao da seção (1.3.1) e lembrando que o parâmetro que mede o deslocamento volumétrico do motor α_2 é constante e igual à unidade ($\alpha_2 = 1$) temos

$$\alpha_1 \cdot n_1 \cdot q_{o1} = n_2 \cdot q_{o2}$$

ou

$$\frac{n_2}{n_1} = \alpha_1 \cdot \frac{q_{o1}}{q_{o2}} \quad (1.24)$$

e

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{q_{o2}}{q_{o1}} \quad (1.25)$$

Nas aplicações correntes deste tipo de T. H. costuma-se usar unidades com o mesmo deslocamento volumétrico máximo. Assim já $q_{o1} = q_{o2}$ as equações (1.24) e (1.25) se tornam, respectivamente

$$n_2 = \alpha_1 \cdot n_1 \quad (1.26)$$

e

$$M_2 = \frac{1}{\alpha_1} \cdot M_1 \quad (1.27)$$

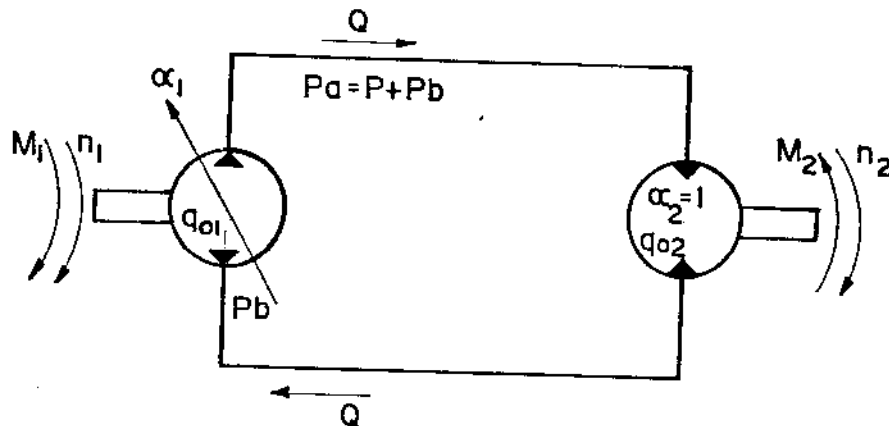


Figura 1.7. Transmissão hidrostática com bomba de deslocamento variável e motor de deslocamento fixo (BV-MF).

As equações (1.26) e (1.27) falam por si sô. Elas nos mostram, claramente, como a partir da variação contínua de α_1 podemos transformar uma potência de entrada W_1 , caracterizada por M_1 e n_1 , em uma potência W_2 , caracterizada por n_2 e M_2 , sendo que n_2 e M_2 podem estar sobre qualquer ponto entre o trecho "A" e "B" da hipérbole de potência mostrada na Figura 1.8. Da fórmula (1.26) vemos que o valor de n_2 está compreendido entre "zero" e " n_1 ". Por sua vez o valor de M_2 está situado, teoricamente, entre um valor infinito ($\alpha_1 = 0$) e M_1 ($\alpha_1 = 1$). Na realidade, porém, sabemos de (1.13) que M_2 depende da pressão na linha P e também que por motivos de construção mecânica das unidades a pressão interna não pode ultrapassar um limite máximo, $P_{\max}$. E será esta pressão limite $P_{\max}$ que limitará o torque máximo na saída da transmissão $M_{2\max}$. Assim (Fig. 1.8)

$$M_{2\max} = P_{\max} \cdot \frac{q_{o2}}{2\pi} \quad (1.28)$$

A rotação n_a é a rotação máxima que, para uma dada potência disponível na entrada W_{1max} , conseguimos manter o torque de saída máximo M_{2max} . Seu valor (de n_a) é obtido pela aplicação dos valores limites à (1.11), assim

$$n_a = \frac{W_{1max}}{2\pi M_{2max}} \quad (1.29)$$

Como $q_{o1} = q_{o2}$ temos, obviamente, para coordenadas do ponto B da Fig. 1.8

$$n_{2max} = n_1 \quad (1.30)$$

e

$$M_{2min} = M_1 \quad (1.31)$$

As coordenadas dos pontos A e B fornecidos pelas equações (1.28) a (1.31) são de grande importância pois elas delimitam o "espaço" dentro do qual podemos transformar as características da potência. Mais tarde quando formos tratar de um modelo que reproduza com mais fidelidade o funcionamento de uma transmissão hidrostática voltaremos a mencionar as coordenadas dos pontos limites A e B.

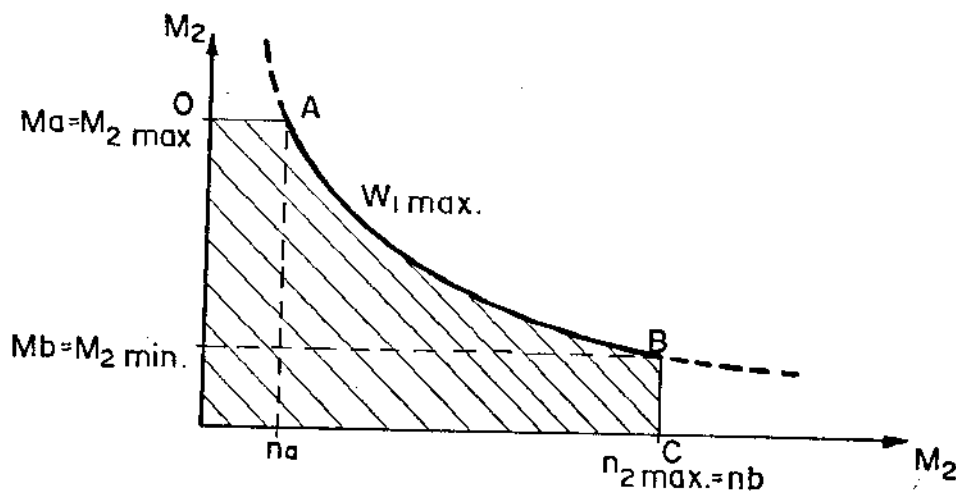


Figura 1.8. Hipérbole de potência para uma T.H. tipo "BV-MF"

Acredito ser útil para a compreensão da forma de operação de um T. H., tipo "BV-MF", a análise de algumas de suas curvas características tais como as mostradas na Figura 1.9, para n_1 constante.

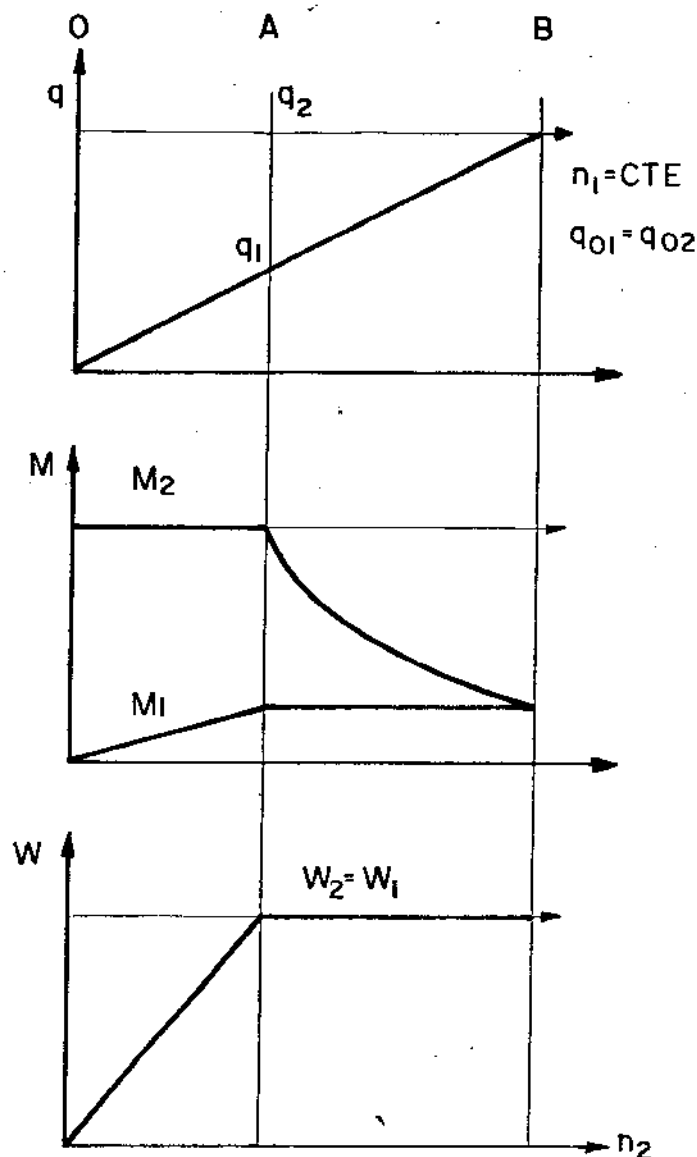


Figura 1.9. Curvas características de uma T. H. tipo "BV-MF" em função de n_2 , para n_1 constante.

No ponto O o valor do deslocamento volumétrico da unidade de variável q_1 é nulo. Logo não há rotação e consequentemente não há potência na saída. O torque n_2 , porém, é máximo e é uma função da máxima pressão interna admissível na transmissão. No trecho $\overline{OA}$ cresce q_1 e consequentemente q_1 , M_1 , W_1 e W_2 . O torque na saída M_2 se mantém constante enquanto W_1 não chegar ao valor máximo disponível na entrada, que é precisamente o ponto A . Entre $\overline{AB}$, q_1 continua crescendo, consequentemente n_2 também. Como W_2 já atingiu em A o limite de potência disponível o torque na saída, M_2 , começa

a declinar proporcionalmente ao crescimento de n_2 . A velocidade máxima $n_{2\max}$ se obtém em B quando α_1 é igual à unidade. Em tal ponto os torques de entrada e saída são iguais.

Cumpra aqui assinalar, claramente, que se houvesse potência disponível na entrada seria possível manter o torque M_2 constante durante toda a faixa de operação. Podemos agora dar um passo adiante na compreensão desta transmissão. Nela a unidade de deslocamento variável é responsável pela variação de velocidade entre entrada e saída, ao passo que o deslocamento volumétrico fixo do motor é o responsável por sua capacidade de manter um torque constante (quando houver potência disponível).

Se mencionamos o fato desta transmissão ser muito utilizada, penso que após estes breves comentários tenha se tornado mais claro o fato de que esta T. H. permite, com o controle de um único parâmetro, a variação contínua, não escalonada, das características da potência transmitida.

Para finalizar devemos mencionar que a simplificação feita por considerarmos os deslocamentos volumétricos das duas unidades iguais não altera a linha de raciocínio que foi seguida. Caso $q_{01} \neq q_{02}$ a transmissão se comportaria de maneira análoga ao descrito acima, somente que deveríamos incorporar às características da transmissão o efeito de um redutor de velocidades de razão constante e igual à relação entre os deslocamentos volumétricos máximos.

1.3.3. Bomba de deslocamento volumétrico fixo e motor de deslocamento volumétrico variável: BF-MV

Embora uma unidade tipo "BF-MV" possa ser uma unidade "BV-MF" funcionando de maneira regenerativa as características de operação de tal unidade são bastante distintas e merecem uma descrição à parte. A Figura 1.10 nos mostra um esquema de unidade "BF-MV".

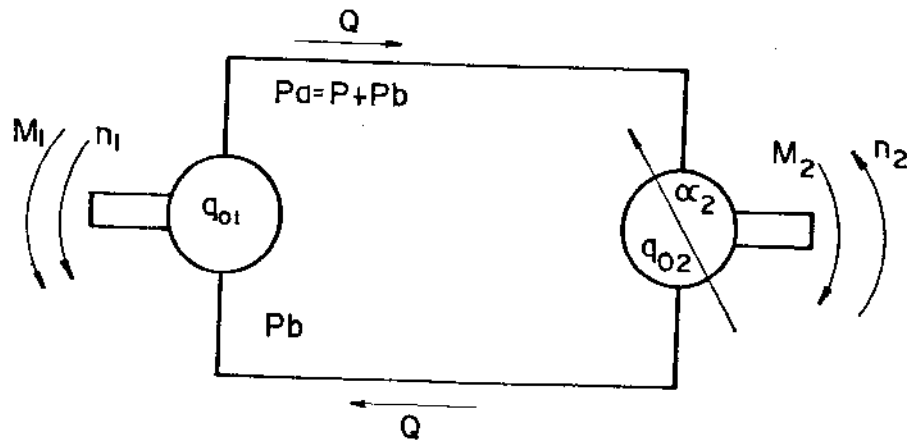


Figura 1.10. Transmissão hidrostática tipo BF-MV.

Aplicando um procedimento análogo ao da seção (1.3.1) e lembrando que $\alpha_1 = 1$ e que α_2 é variável entre os vetores $0 \leq \alpha_2 \leq [1]$ temos

$$n_1 \cdot q_{o1} = \alpha_2 \cdot n_2 \cdot q_{o2}$$

ou

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{q_{o1}}{q_{o2}} \quad (1.32)$$

e

$$\frac{M_2}{M_1} = \alpha_2 \cdot \frac{q_{o2}}{q_{o1}} \quad (1.33)$$

Vamos analisar as equações (1.32) e (1.33) assumindo a simplificação de que os deslocamentos volumétricos máximos q_{o1} e q_{o2} são iguais. A Figura 1.11 nos mostra uma série de curvas características deste tipo de transmissão em função da relação n_2/n_1

para n_1 e w_1 constantes. Salta à vista o fato de que a rotação mínima de saída é igual à rotação de entrada n_1 , não existindo portanto uma posição de "ponto morto" para esta T. H.. Quando fazemos o valor de α_2 diminuir, aumentamos proporcionalmente a velocidade M_2 e como a potência que circula na T. H. é constante, M_2 decresce de forma a manter W_2 no mesmo nível. Teoricamente α_2 poderia tender a zero, fazendo a velocidade n_2 tender ao infinito, ou pelo menos atingir elevadas rotações. Logo tais transmissões, na prática, devem prever um valor mínimo para α_2 compatível com a máxima velocidade de saída que o motor MV permita. Tal ponto está designado por B, na Figura 1.11.

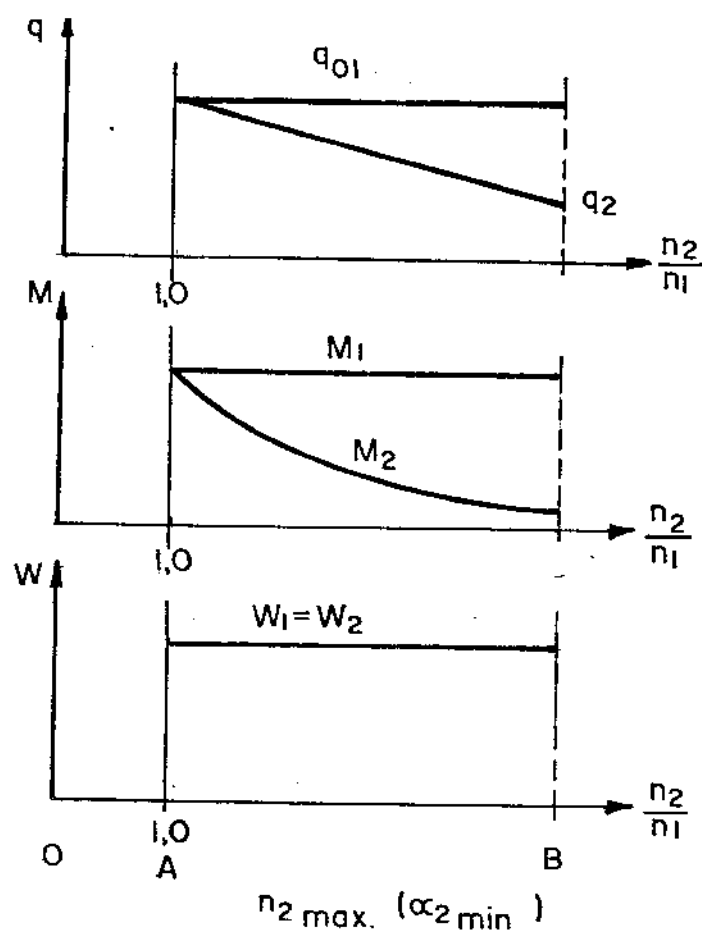


Figura 1.11. Curvas características de uma T. H. "BF-MV" em função de n_2/n_1 para n_1 e w_1 constantes.

Esta transmissão possui como principal característica o fato de manter na saída uma potência constante sobre uma razoável faixa de operação onde rotação e torque na saída variam continua-

mente. Ele é particularmente usada em sistemas onde se deseja aplicação de potência máxima sob diversas condições de trabalho a partir de uma ponte cujas características da potência permanecem constantes.

1.3.4. Bomba e motor de deslocamento volumétrico variável: BV-MV

Esta associação de unidades, (Figura 1.12), ambas com deslocamento volumétrico variável constitui a tendência para a qual concorrem os projetos mais recentes. Este tipo de T. H. é capaz de associar as características dos dois sistemas precedentes, BV-MF e BF-MV, ampliando assim a faixa de velocidades e de torques obtidos a partir de uma potência disponível na entrada. Uma das dificuldades que esta T. H. apresenta se refere ao controle da mesma uma vez que agora temos dois parâmetros simultâneos que determinam as condições de operação da transmissão.

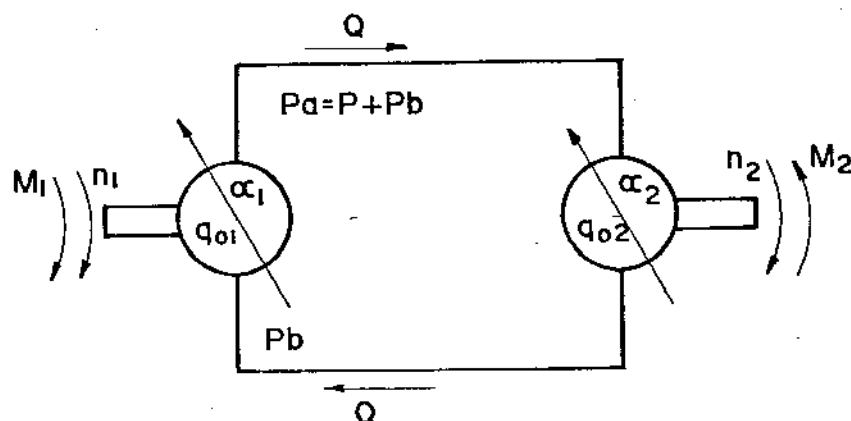


Figura 1.12. Transmissão hidrostática com bomba e motor de deslocamento volumétrico variável (BV-MV).

Seguindo procedimento das seções anteriores e tendo em vista que os dois deslocamentos volumétricos são variáveis obtemos as seguintes equações que regem as transformações nos parâmetros potenciais e de fluxo das características da potência.

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cdot \frac{q_{o1}}{q_{o2}} \quad (1.34)$$

e

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot \frac{q_{o2}}{q_{o1}} \quad (1.35)$$

Na prática quando se vai operar uma transmissão tipo "BV-MV" é comum fazer com que a sequência de operações de controle seja o seguinte: inicialmente o valor de α_1 é considerado zero ($\alpha_1 = 0$) e o valor de α_2 igual à unidade ($\alpha_2 = 1$). O próximo passo é aumentar o valor de α_1 até a unidade (máxima) mantendo-se α_2 constante. A partir de então, mantendo α_1 constante diminuímos α_2 até o valor máximo permitido para n_2 . Esta sequência foi adotada para traçarmos as curvas características mostradas na Figura 1.13.

É fácil perceber que o primeiro passo está compreendido entre os pontos O e A da Figura 1.13 e corresponde às curvas de uma transmissão tipo BV-MF. As curvas entre os pontos A e B são equivalentes as de uma T. H. tipo BF-MV. Compreende-se então que uma T. H. "BV-MV" associe as características das outras duas mencionadas. Isto se configura em um ganho na faixa de velocidades que passa de $0-n_2^1$ ou $n_2^1 - n_{2max}$ para $0-n_{2max}$. Da mesma forma a faixa de variação de torque se amplia de M_{2max} para M_{2min} (Figura 1.13) superando o limite M_2^1 imposto para as transmissões em que somente uma das unidades possuía deslocamento variável.

Esta transmissão possui aplicação em sistemas onde por vezes se necessite de grande torque de partida ou a baixas velocidades e por vezes elevadas velocidades de operação ou movimentação.

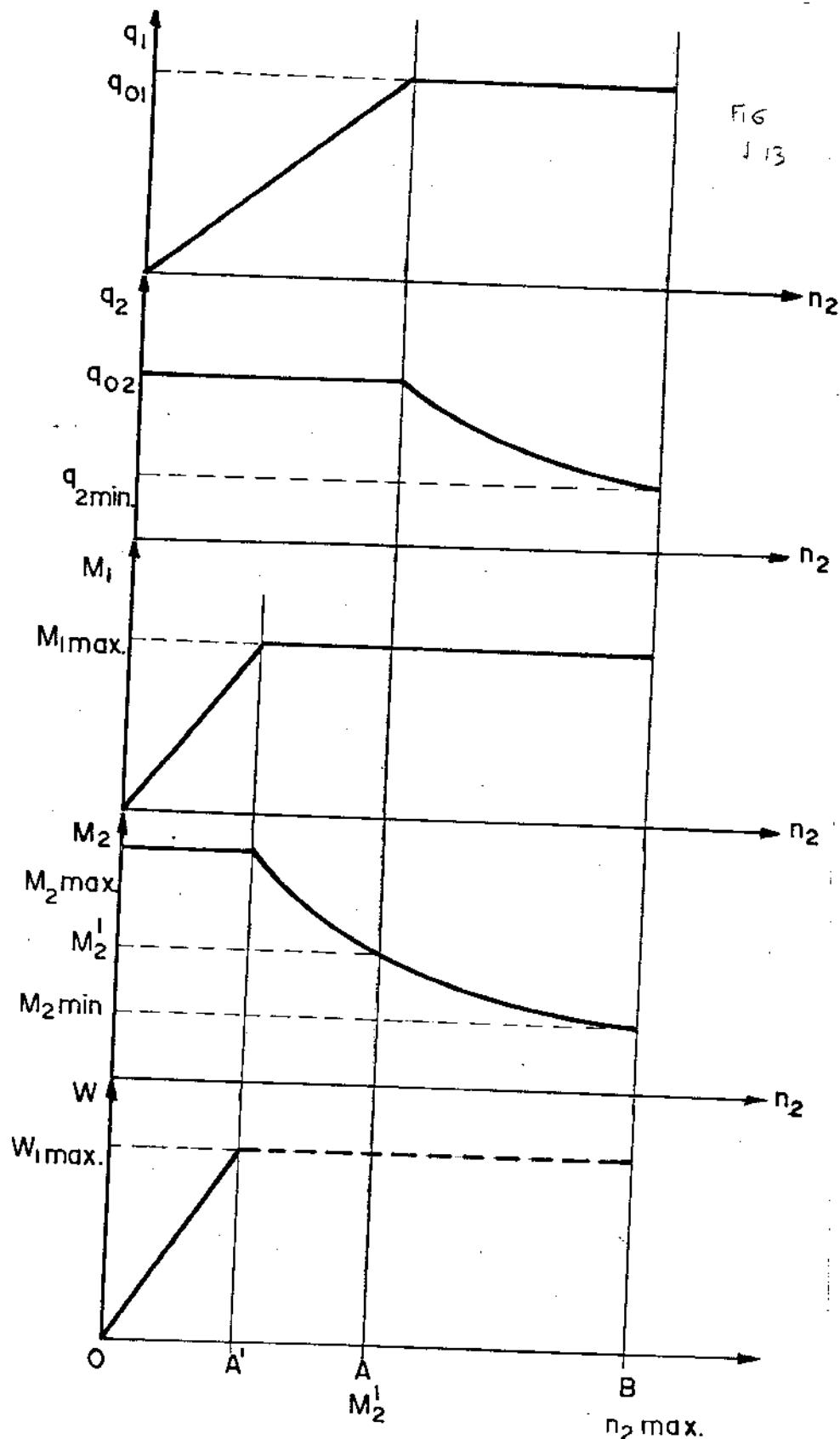


Figura 1.13. Curvas características de uma T. H. tipo BV-MV em função de n_2 para n_1 constante.

1.3.5. Associação de uma bomba de deslocamento variável com dois motores de deslocamento fixo

a) Motores de deslocamento fixo em paralelo

As equações que regem a transmissão e transformação de potência nesta associação, mostrada na Figura 1.14, podem ser facilmente deduzidas a partir das equações (1.10) e (1.14) se enten-

dermos que todas as unidades neste tipo de circuito estão submetidas à mesma diferença de pressão P e que a vazão Q fornecida pela bomba se divide pelas unidades motoras.

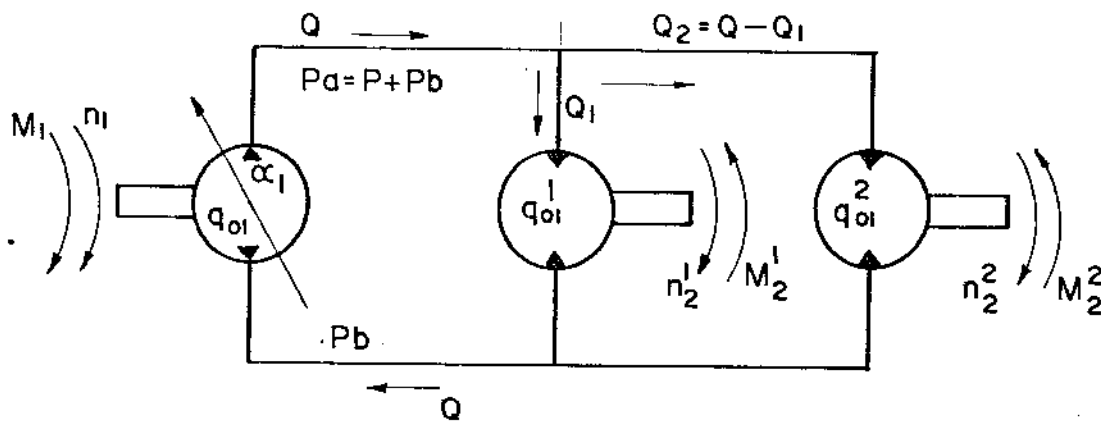


Figura 1.14. Transmissão hidrostática com bomba de deslocamento variável e dois motores de deslocamento fixo associados em paralelo.

Isto significa que ambos os motores possuem, para uma dada diferença de pressão P , uma relação constante entre os torques que é, dada pela razão entre seus deslocamentos volumétricos q_{o1}^1 e q_{o2}^2 . A rotação, por sua vez, e consequentemente a potência desenvolvida em cada motor é uma função da forma como se distribui a vazão entre os mesmos. Este circuito é amplamente utilizado em aplicações veiculares onde normalmente se acopla um motor em cada roda. Ele apresenta entre outras as vantagens de fornecer:

- a) um alto torque de partida (característico das associações BV-MF);
- b) possibilitar uma "ação diferencial" entre as rodas,
- c) eliminar o sistema mecânico de transmissão de potência tais como eixos, diferenciais, etc.

O que tem sido apontado como uma relativa desvantagem desta associação é o fato de que os motores, para proverem uma completa ação diferencial, devem ter, cada um, o mesmo deslocamento volumétrico da bomba, ou um valor próximo, o que implica que em condições normais (pequena ação diferencial) eles serem sub-utilizados em termos de potência instalada. Tal fato, obviamente, se difere nos custos da instalação.

b) Motores de deslocamento fixo em série

Aqui também, tanto as equações quanto as características da associação mostrada na Figura 1.15 podem ser deduzidas da compreensão de que a vazão que circula pelas unidades é a mesma, o que implica em uma sincronia ou pelo menos em uma relação constante das velocidades de saída, função dos deslocamentos volumétricos dos motores. Por sua vez a diferença de pressão P fornecida pela bomba é dividida entre as duas unidades motores. Assim se q_{o1}^1 igual a q_{o2}^2 , então a soma dos torques é constante e é a distribuição desses torques entre os dois motores que regula a distribuição entre os mesmos da potência fornecida pela bomba.

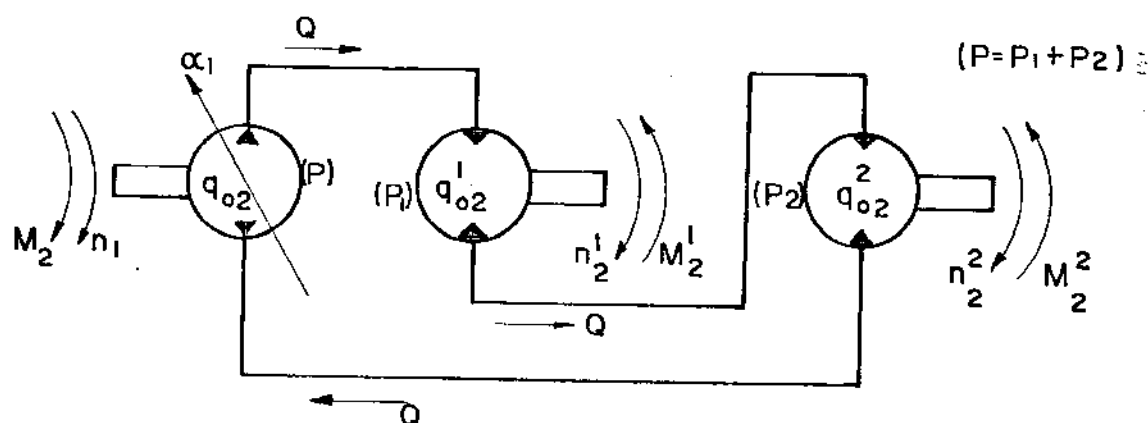


Figura 1.15. T. H. com bomba de deslocamento variável e dois motores de deslocamento fixo associados em série.

O circuito em questão apresenta a mesma desvantagem mencionada para o esquema anterior, acrescido de ser muito pouco usado na prática.

1.3.6. Transmissões hidromecânicas

Até o momento nos restringimos a discutir as características de transmissões formadas a partir das diversas associações possíveis entre unidades hidrostáticas de deslocamento fixo ou variável. Queremos nesta seção mencionar que é possível estender a flexibilidade das transmissões hidrostáticas pela conveniente associação das mesmas a sistemas de trens de engrenagens planetários - TEP'S. Estas são chamadas de transmissões hidromecânicas.

O desenvolvimento de diversos aspectos relacionados com as transmissões hidromecânicas, tais como critérios de associação de TEP'S e T. H. tendo em vista uma faixa máxima de variação das características da potência, a quantidade e o sentido do fluxo de potência em cada componente e um rendimento otimizado dentro dessa faixa de operação, seria motivo para trabalhos que poderiam servir de base a diversas dissertações do volume desta, aqui apresentada. A bibliografia [15], [16], [17] e [19] a [22], incluída no final deste, pretende servir de indicação ao estudo das transmissões hidromecânicas.

Tais transmissões, além de possibilitarem a ampliação da faixa sobre a qual modificamos as características da potência sendo transmitida, permitem também uma melhoria do rendimento da transmissão sobre alguns pontos de operação baseados na correta idéia de que as perdas nos sistemas mecânicos são geralmente inferiores aos do sistema hidrostático. Assim pela passagem de uma parte da energia pelas partes mecânicas conseguimos diminuir as perdas das transmissões, além de diminuir o tamanho das suas unidades hidrostáticas. As transmissões hidromecânicas são também conhecidos como "divisores de potência" devido ao fato de possibilitarem uma divisão e/ou circulação da potência entre os ramos hidráulico e mecânico.

1.4. TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS E OS OUTROS SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

Não pretendemos expor aqui todas as vantagens e desvantagens da aplicação das transmissões hidrostáticas comparadas a outros sistemas de transmissão de potência. Porém algumas características inerentes às T. H. podem ser ressaltadas e chegaremos mesmo a compará-las em alguns aspectos com os sistemas de caixas de mudança escalonadas, com os conversores hidrodinâmicos de torque e com as máquinas elétricas.

Na literatura corrente são frequentemente explicitados os seguintes fatores inerentes às T. H. como sendo essencialmente positivos:

- a) facilidade de operação e controle do sistema tendo em vista que normalmente o controle é exercido por um único parâmetro (α).
- b) baixo custo de instalação associado a grande flexibilidade de instalação e pequena necessidade de manutenção mesmo em ambientes demasiado insalubres.
- c) respostas muito rápidas. As transmissões hidrostáticas constituem, hoje, o sistema de transmissão que apresentam a mais baixa inércia por unidade de potência transmitida, [7].
- d) capacidade regenerativa. Como já foi mencionado, se o sistema de válvulas das unidades for compatível, as T. H. tem uma capacidade regenerativa, o que associado ao fato dos parâmetros α poderem assumir valores negativos, ou seja, de se inverter o "sentido" da vazão, amplia o campo de trabalho das transmissões hidrostáticas da forma mostrada na Figura 1.16. Esta ampliação é válida para todos os sistemas abordados nas seções anteriores, de forma que a hipérbole de potência das transmissões estudadas amplia-se para os 4 quadrantes dos eixos (M x n) ou (P x Q).
- e) possibilidade de um controle bastante preciso. Isto se deve ao fato da vazão (rotação) ser praticamente independente, desacoplada, da carga, ou seja, do torque consumido. Reflete-se também no fato de que variações bruscas ou uma rápida retirada da carga aplicada não altera a velocidade da transmissão.

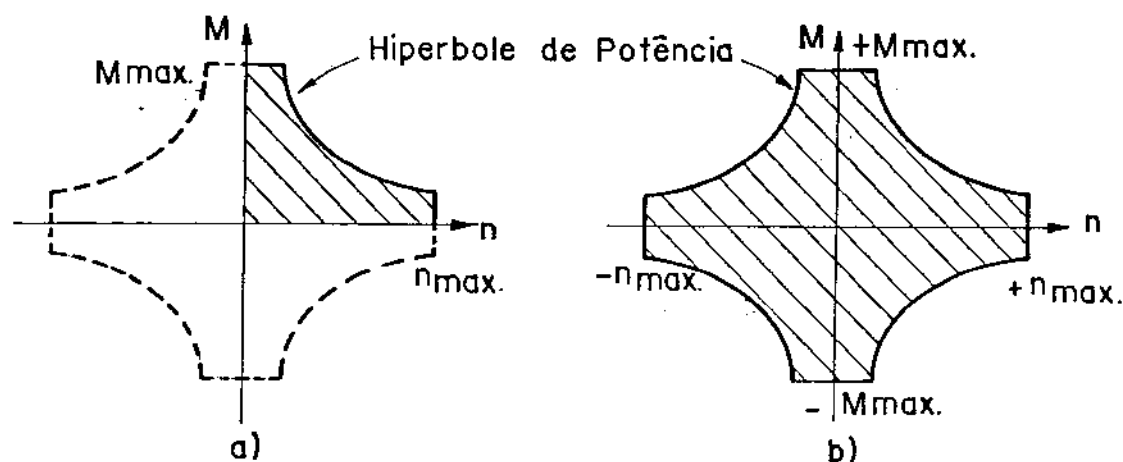


Figura 1.16. Campo de trabalho das T. H. a) não regenerativa e α assumindo somente valores positivos; b) regenerativa e com α assumindo valores negativos.

- f) volume bastante compacto. Trabalhando com elevadas pressões obtêm-se grande densidade de potência por volume da unidade. Consequentemente as T. H. ocupam espaços muito menores do que as máquinas elétricas de mesma faixa de potência. O desenvolvimento das T. H. tem apontado no sentido do aumento da densidade energética via aumento das pressões e rotações de trabalho.
- g) apresentam elevadas eficiências em faixas de trabalho mais amplas do que os demais conversores como motores elétricos, máquinas hidrodinâmicas, conversores hidrodinâmicos e embreagens hidráulicas.
- h) variação contínua e "macia" da velocidade bem como um leve efeito de amortecimento aumentam a vida útil dos demais componentes do trem de potência ao qual está acoplada a T. H.

i) para aplicações veiculares possibilitam a instalação de um motor independente em cada uma das rodas, dispensando os trens mecânicos entre o acionamento e os motores de potência. Alie-se a este fato à característica de um T. H. desenvolver altos torques de partida e de consumir pouca potência para manter estes elevados torques na rotação nula. Neste ponto elas (T.H.) se diferenciam muito das máquinas elétricas e dos conversores de torque hidrodinâmicos. Para manter altos torques na rotação nula tanto as máquinas elétricas quanto os conversores de torque absorvem grande potência. A Figura (1.17.a) nos mostra o consumo de potência W para produzir um torque M em função da razão entre as velocidades de entrada e saída, n_2/n_1 , para um conversor de torque de múltiplos estágios, para um conversor de torque de um único estágio e para uma transmissão hidrostática tipo "BV-MF". A Figura 1.17.b mostra as curvas de rendimento η em função da mesma razão n_2/n_1 . As curvas são qualitativas e para maiores detalhes consultar [8], [23] e [24].

Salta à vista na Fig. (1.17.a) a diferença das potências consumidas para manter o torque na rotação nula. Explica-se isto, [12], notando-se que tanto nas máquinas elétricas quanto nos conversores o torque é proporcional à componente de fluxo da potência, respectivamente, a corrente e a vazão. Já nas transmissões hidrostáticas o torque é uma função da componente potencial da potência, no caso a pressão. Sabemos também que as componentes de fluxo são as maiores responsáveis pelas perdas.

Esta propriedade das T. H. tem muita utilidade em sistemas como os de máquinas de terraplanagem onde além de um torque elevado nas rodas motrizes, quando paradas, tem-se necessidade de potência para movimentar cargas, etc.

j) variação contínua das características da potência mantendo a potência constante. A Figura (1.18) nos mostra uma comparação entre a potência desenvolvida na saída de dois sistemas. Eles são constituídos de um motor de combustão interna (C.I.) que supomos capaz de manter um torque constante ao longo de sua faixa de velocidade. À este motor de C.I. estão associados uma caixa de cambio escalonada de 4 velocidades (Figura 1.18a) e uma T.H. tipo "BV-MF", Figura (1.18b), ambas desenvolvendo a mesma potência máxima na mesma faixa de velocidades.

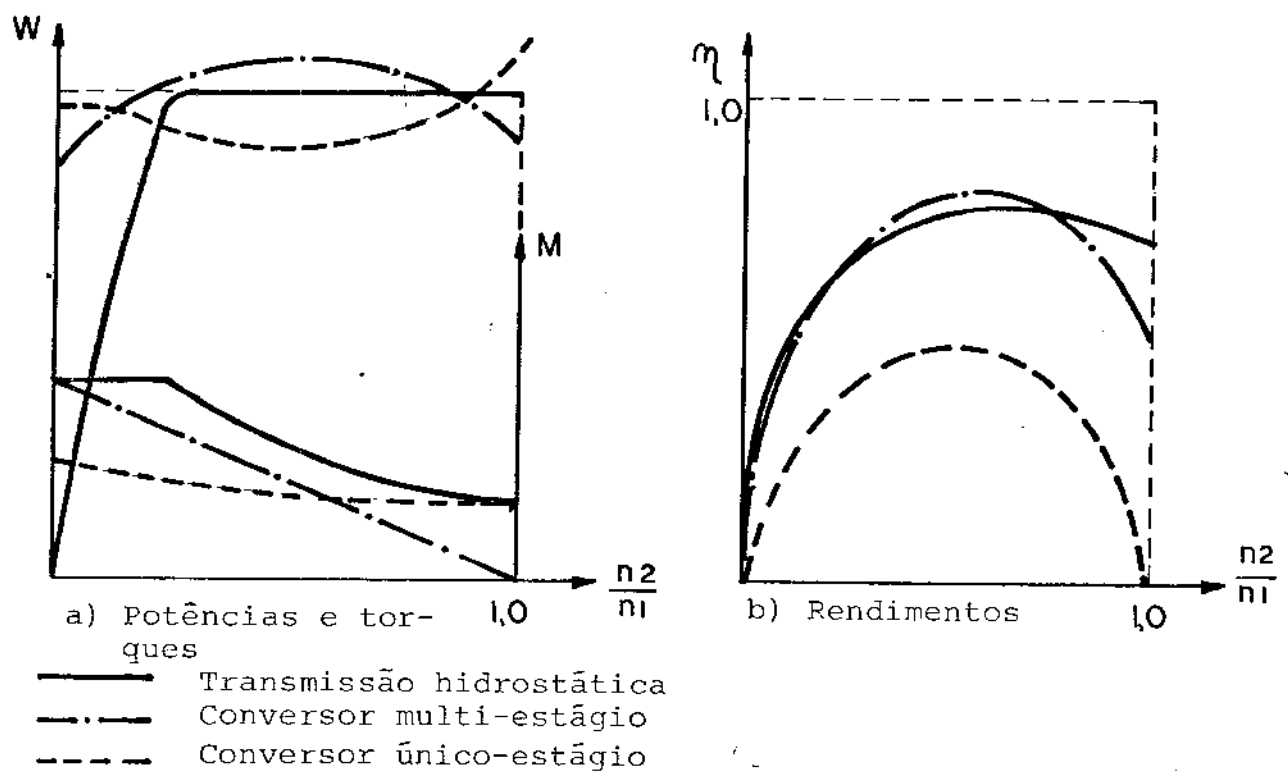


Figura 1.17. Comparação entre transmissões hidrostáticas e conversores de torque de único e múltiplos estágios.

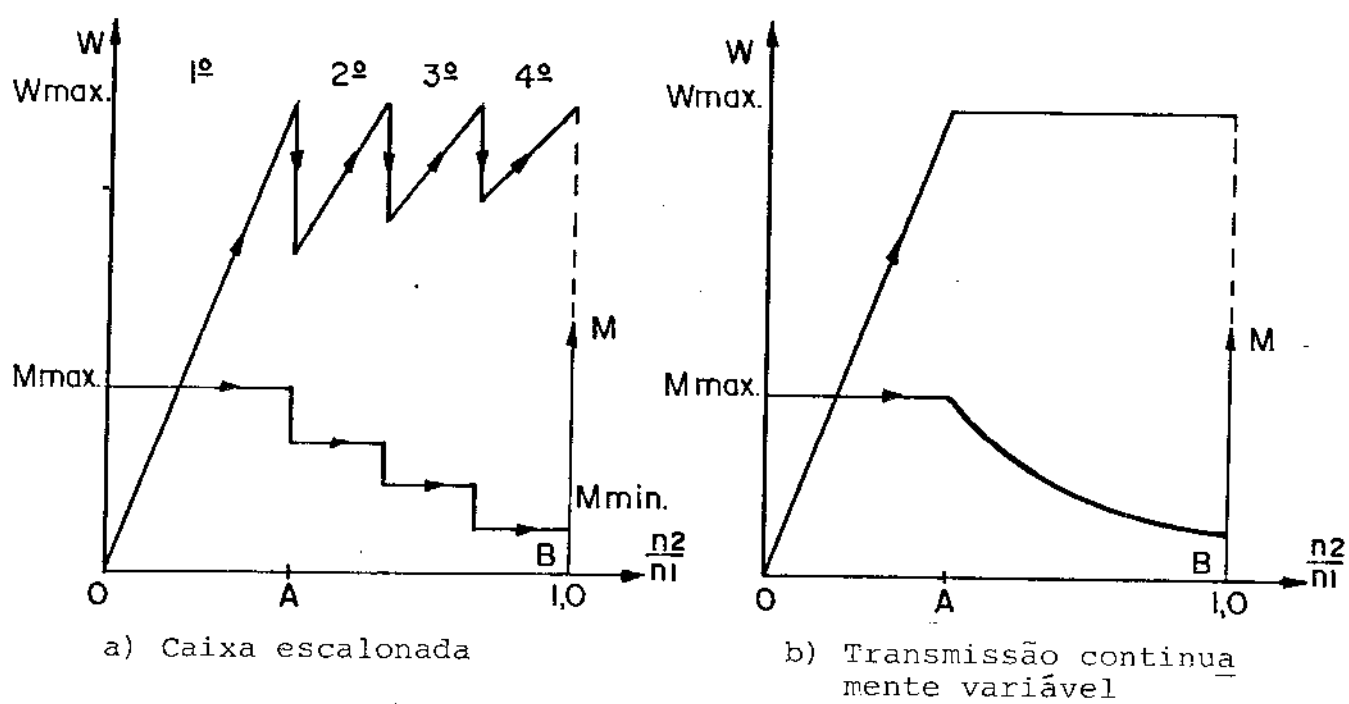


Figura 1.18. Transmissão escalonada (a) e continuamente variável (b).

Podemos perceber que ao "varreremos" a faixa de velocidades a transmissão escalonada só atinge a potência máxima em 4 pontos. Já a transmissão hidrostática mantém a potência máxima em toda a faixa $\overline{AB}$. Outro ponto relevante é que o motor associado à caixa escalonada tem que variar sua velocidade dentro de uma certa faixa ao passo que o motor associado à T. H. pode trabalhar em uma única velocidade, que pode ser escolhida igual àquela onde o seu rendimento é máximo.

No que tange a problemas e limitações ao uso das T. H., podemos destacar:

- a) Dificuldade de fabricação de unidades que possuam altos rendimentos, implicando em tecnologia sofisticada e preços de aquisição relativamente altos.
- b) Apresenta considerável ruído de operação.
- c) Não opera satisfatoriamente em velocidades e pressões muito baixas.
- d) Os rendimentos ainda são mais baixos do que nas transmissões puramente mecânicas, embora T. H. com rendimento superior a 90%, sobre uma grande faixa de trabalho, já sejam realidade.

1.5. LIMITES DAS EQUAÇÕES IDEAIS

Nas análises das seções precedentes raciocinamos e trabalhamos com equações que regiam o comportamento das T. H. ideais em que não considerávamos a existência de perdas. Nessas equações salientava-se o fato de haver um desacoplamento ou uma independência entre rotações e vazões, de um lado, e torque e pressões de outro.

As transmissões hidrostáticas reais, porém, apresentam perdas. Como as T. H. são de diversos tipos de concepção e construção fica difícil antecipar quais são e onde ocorrem as perdas mencionadas. Mas, como veremos no próximo capítulo, existirá um acoplamento entre vazões e pressões e entre torque e rotações. As coordenadas dos pontos limites sobre a hipérbole de potência na realidade não são os fornecidos pelas equações (1.28) e (1.31), nem os torques nem as vazões úteis são aqueles descritos por (1.14) e (1.10), respectivamente.

O próximo capítulo buscará uma forma de aproximar nossas equações da performance de transmissões hidrostáticas reais.

CAPÍTULO 2

CAPÍTULO 2: PROPOSTA DE MODELO PARA TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS REAIS

2.1. EQUAÇÕES DAS PERDAS EM UNIDADES HIDROSTÁTICAS

As equações do capítulo 1 regem o comportamento de unidades hidrostáticas ideais, as quais, não apresentam nenhum tipo de perda. As unidades hidrostáticas reais apresentam sensíveis perdas que dependem das diversas condições de operação à que a unidade está submetida. Vamos neste capítulo, primeiramente, discutir os possíveis tipos de perdas em U. H. e a dependência funcional destas perdas com relação às chamadas "variáveis de operação", n , P e α . Mostraremos adiante que as perdas de nosso modelo poderão ser expressas em função das três variáveis de operação mencionadas.

Nas máquinas hidráulicas de fluxo a representação da eficiência ou rendimento sobre sua faixa de operação é normalmente feita na forma de um gráfico também conhecido como "colina de rendimento", tal como mostrado na Figura 2.1. As colinas de rendimento conseguem caracterizar o rendimento, ou seja, as perdas das máquinas de fluxo por uma vasta faixa de operação em função das variáveis de operação n , Q e P . Nas máquinas hidrostáticas temos mais uma variável de operação, α , o que torna impossível a representação dos rendimentos da forma acima exposta. Além disso a forma gráfica não nos fornece uma expressão analítica que caracterize a relação funcional entre uma variável de operação e o rendimento ou as perdas. Mais que isso, a forma gráfica só aponta o total das perdas, ficando diluídos os tipos de perdas existentes.

As perdas quando colocadas na forma de rendimentos expressam uma potência fornecida sobre uma potência absorvida. Esta forma de explicitação por vezes não é capaz de nos fornecer informações importantes, tais como o torque fornecido quando a rotação da saída for nula bem como a potência consumida para manter este torque. Como a rotação na saída é nula, a potência de saída e o rendimento também o são. Assim, neste caso, o rendimento por si não nos é de qualquer utilidade.

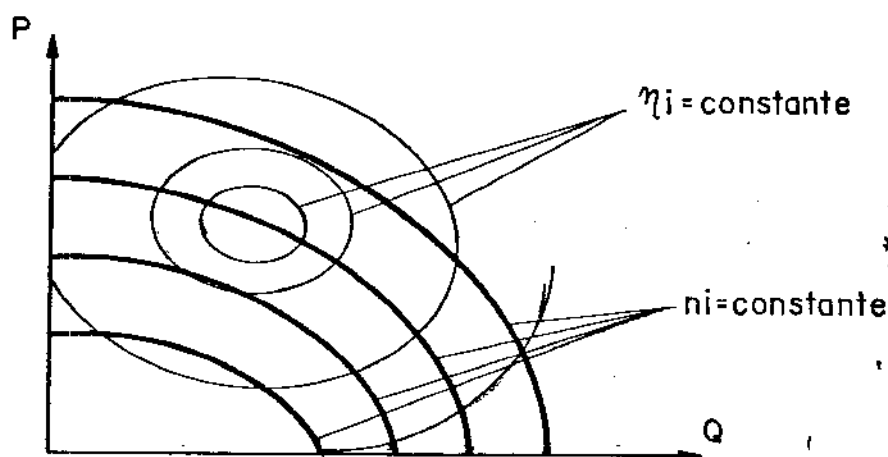


Figura 2.1. Colina de rendimentos (η) para uma máquina de fluxo em função da rotação (n), da vazão (Q) e da pressão (P).

Estas observações nos sugerem a necessidade de organizarmos expressões analíticas para os diversos tipos de perdas, em função das variáveis de operação. As unidades hidrostáticas são uma gama de equipamentos razoavelmente extensa, envolvendo tanto diferentes concepções de projeto quanto detalhes construtivos, os mais variados. Assim os pensamos que um estudo de perdas em unidades hidrostáticas não deve ser feito sobre um determinado modelo, mas sim, ser passível de abranger as diversas construções e concepções de U. H.. Com isto em mente vamos listar os fenômenos comuns às diversas U. H. e que são fontes de perdas.

Toda U. H. apresenta perdas de vazão por fugas; perdas por atrito seco devido as partes deslizantes cujas superfícies estejam em contato; perdas por atrito viscoso devido ao movimento relativo entre partes que possuem uma película lubrificante entre elas e, finalmente, a vazão ao circular pela unidade sofre uma queda de pressão devido ao atrito com os contornos sólidos e devido ao movimento turbulento do fluido. A esta última chamaremos de perda hidrodinâmica.

Estas perdas podem ser agrupadas segundo o parâmetro da energia, potencial ou de fluxo, sobre o qual elas atuam. As perdas por fugas obviamente representam uma diminuição no parâmetro de fluxo, no caso a vazão. O atrito seco e o viscoso se manifestam por forças situadas a uma distância do centro do movimento, ou seja expressam uma perda de torque. A queda de pressão devido à passagem do fluido na unidade pode ser reduzido a um torque equivalente. Consequentemente os três últimos tipos de perdas atuam sobre um parâmetro potencial da energia, o torque. As perdas que incidem sobre o parâmetro de fluxo são também caracterizadas como "volumétricas" ao passo que as demais como "mecânicas".

As unidades hidrostáticas são geralmente compostas por rolamentos, mancais de deslizamento, retentores, pistões e cilindros, etc.. Em diversos destes componentes as perdas, acima descritas, aparecem simultaneamente em qualquer situação de operação, ou seja, os fenômenos não podem ser separados na realidade física, [26] , [27] e [28]. Porém do ponto de vista matemático podemos "desacoplar" as perdas segundo o tipo de fenômeno físico que as rege. Os modelos de perdas que são propostos, a seguir, são estudados e equacionados de forma isolada para se tentar conhecer a dependência de cada fenômeno das variáveis de operação. Também quando formos medir as perdas nas unidades reais adotaremos uma metodologia que permita medir isoladamente os parâmetros característicos de cada tipo de perda.

É importante observar que para uma melhor compreensão dos fenômenos que vão ser expostos adiante é imprescindível a referência ao Apêndice 2, onde se aprofunda a análise dos modelos e das simplificações propostas.

2.1.1. Perdas de vazão por fugas (Q_s)

De acordo com considerações teóricas feitas no Apêndice 2 as fugas por vazamento Q_s são diretamente proporcionais à diferença de pressão através da unidade e inversamente proporcionais à viscosidade dinâmica do fluido. Elas também podem ser relacionadas com o deslocamento volumétrico máximo q_0 da unidade com a inclusão de um coeficiente adimensional de perdas por fuga C_s resultando

$$Q_s = C_s \cdot \frac{P}{\mu} \cdot q_o \quad (2.1)$$

A expressão (2.1) é uma aproximação, como visto no Apêndice 2, pois, o coeficiente de fugas e escorregamento C_s pode variar com a mudança de temperatura e conseqüentemente com a viscosidade. Segundo [1] esta variação é pequena e pode ser desprezada "para fins de engenharia".

Também é interessante relacionar a vazão de fuga Q_s com o aumento do deslocamento volumétrico α_s , bem como o torque M_s e a potência W_s necessários para compensá-la (a vazão de fuga). A vazão real ou efetiva Q_e será a vazão ideal Q menos a vazão de fuga Q_s .

$$Q_e = Q - Q_s$$

mas

$$Q = n \cdot \alpha \cdot q_o$$

$$Q_s = C_s \cdot \frac{P}{\mu} \cdot q_o$$

$$Q_e = (\alpha - \alpha_s) n \cdot q_o$$

Das equações acima verifica-se facilmente que

$$\alpha_s = C_s \cdot \frac{P}{n \cdot \mu} \quad (2.2)$$

de (2.2) e (1.14)

$$M_s = \frac{\alpha_s}{2\pi} \cdot P \cdot q_o$$

ou

$$M_s = \frac{C_s}{2\pi} \cdot \frac{p^2 \cdot q_o}{n \cdot \mu} \quad (2.3)$$

de (2.3) e (1.11)

$$W_s = M_s \cdot n \cdot 2\pi$$

ou

$$W_s = C_s \cdot \frac{p^2}{\mu} \cdot q_o \quad (2.4)$$

2.1.2. Perdas por atrito viscoso (M_v)

O atrito viscoso resulta da ação de cisalhamento da película de óleo situada entre duas superfícies deslizantes. Ela é diretamente proporcional à viscosidade do fluido e à velocidade entre estas superfícies. Mostra-se (Apêndice 2) que esta perda pode se expressar em termos de um torque equivalente M_v consumido expresso por

$$M_v = C_v \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot n \cdot \mu \quad (2.5)$$

A expressão (2.5) estabelece a dependência funcional entre as variáveis de operação, no caso n , com o torque consumido por atrito viscoso. C_v é um coeficiente adimensional.

2.1.3. Perdas por atrito seco (M_f)

Estas estão relacionadas com as cargas que atuam nos elementos da unidade hidrostática e conseqüentemente com a diferença de pressão P . Mostra-se (Apêndice 2) que elas podem ser expressas em termos de um torque M_f

$$M_f = C_f \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot P \quad (2.6)$$

A expressão implica que em nossa análise, depois de feitas as devidas simplificações o torque absorvido pelo atrito só é função de uma variável de operação, a saber, a diferença de pressão P . C_f é um coeficiente adimensional.

2.1.4. Perdas hidrodinâmicas (M_h)

Estas perdas representam uma queda de pressão que ocorre no fluido quando ele passa pela unidade hidrostática devido ao atrito com os contornos sólidos e devido à turbulência. Assumindo escoamento turbulento podemos expressar esta queda de pressão em termos de uma perda de torque equivalente M_h . Mostra-se (Apêndice 2) que sua dependência com as variáveis de operação pode ser expressa por

$$M_h = C_h \cdot \frac{I}{2\pi} \cdot n^2 \cdot \alpha^3 \quad (2.7)$$

onde I depende da geometria da unidade e da massa especificada do fluido. C_h é analogamente às seções anteriores, um coeficiente adimensional.

Aqui é interessante observar que a queda de pressão cujo resultado é o torque M_h pode abranger não somente o interior da unidade hidrostática, mas também a instalação mais geral como mangueiras ou tubos, válvulas, etc ... Isto vai depender de como efetuarmos as medições das perdas. (Ver capítulo 3).

2.1.5. Rendimentos, volumétrico, mecânico e total

As perdas devido ao vazamento Q_s atuam sobre o que chamamos de parâmetro de fluxo da energia e são as responsáveis pelo rendimento volumétrico, η_v . As demais perdas atuam sobre um parâmetro potencial, o torque, e são responsáveis pelo rendimento mecânico η_m .

Os dois tipos de perdas ocorrem simultaneamente quando uma unidade hidrostática está efetuando a conversão de energia. Entretanto para fins de análise do processo podemos desmembrar a conversão de energia em duas etapas associando a cada fase um tipo de perda. A Figura (2.2) nos mostra um esquema de conversão de energia mecânica efetiva W_{me} fornecida na entrada para uma energia hidráulica efetiva W_{he} retirada na saída de unidade. Se a unidade for regenerativa o fluxo de energia acontece nos dois sentidos.

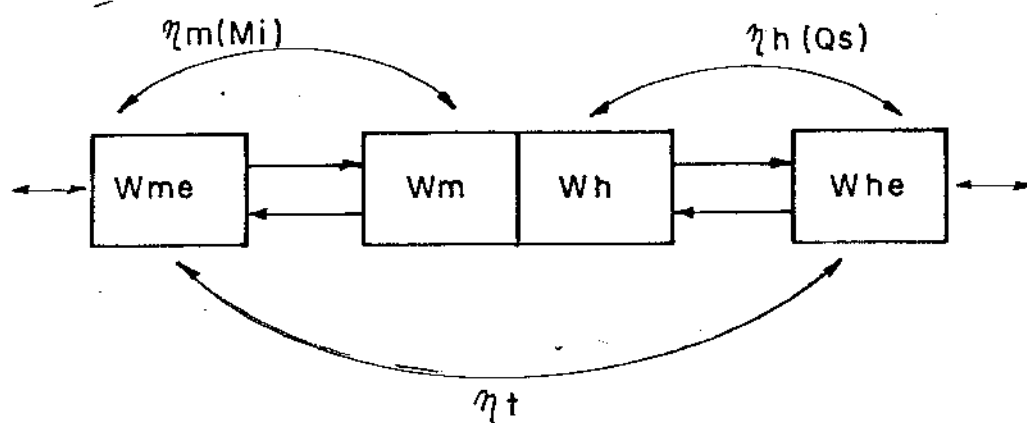


Figura 2.2. Esquema de conversão de energia em uma unidade hidrostática.

Tomando o sentido da esquerda para a direita na Figura (2.2). W_{me} é a potência mecânica efetiva que o acionamento externo fornece à U. H. em termos de rotação e torque. Parte desta potência é dissipada pelas perdas mecânicas (atrito seco, viscoso e perdas hidrodinâmicas) em forma de um torque M_i . Após estas perdas temos uma potência mecânica líquida W_m que será transformada em seu equivalente hidráulico, a potência líquida hidráulica, W_h . A potência hidráulica líquida convertida não é totalmente entregue à saída. Dela devemos descontar as perdas por vazões de fuga Q_s para enfim chegarmos à potência hidráulica efetiva W_{he} que é fornecida pela U. H. em termos de vazão e pressão.

À primeira fase da transformação poderíamos associar um rendimento mecânico η_m e à segunda um rendimento hidráulico ou volumétrico η_h . À transformação total associamos um rendimento total η_t que mostraremos ser o produto dos dois anteriores.

2.2. TORQUES, ROTAÇÕES E POTÊNCIAS EFETIVAS NAS UNIDADES HIDROSTÁTICAS

As fórmulas (1.10) e (1.14) fornecem as relações entre vazões e rotações e entre torque e pressões sem considerarem quaisquer tipos de perdas. Nesta seção vamos corrigir estas expressões considerando as equações das perdas apresentadas na seção (2.1).

2.2.1. Torque efetivo (M_e)

Chamando de torque total de perdas M_i à soma das perdas por atrito seco, viscoso e hidrodinâmicas temos

$$M_i = M_v + M_f + M_h \quad (2.8A)$$

ou

$$M_i = C_v \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot n \cdot \mu + C_f \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot P + C_h \cdot \frac{I}{2\pi} \cdot n^2 \cdot \alpha^3 \quad (2.8B)$$

Em uma unidade hidrostática funcionando como motor a perda de torque M_i é negativa devido ao fato deste torque ser oposto à velocidade angular e deve ser adicionado ao torque ideal M para que se determine o torque efetivo fornecido no eixo de entrada M_e

$$M_e = -M - M_i \quad (2.9A)$$

ou de (1.14) e (2.8B)

$$M_e = -\alpha \cdot P \cdot \frac{q_o}{2\pi} - M_i \quad (2.9B)$$

ou

$$M_e = -\alpha \cdot P \cdot \frac{q_o}{2\pi} - C_v \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot n \cdot \mu - C_f \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot P - C_h \cdot \frac{I}{2\pi} \cdot n^2 \cdot \alpha^3$$

(2.9C)

A expressão (2.9C) nos indica o torque M_e que deve ser fornecido a uma unidade hidrostática, a uma rotação n e com um deslocamento volumétrico dado pelo parâmetro α , para que obtenhamos uma diferença de pressão P no fluido entre a entrada e a saída.

2.2.2. Vazão efetiva (Q_e)

Por sua vez, a vazão efetiva Q_e fornecida por uma unidade operando como bomba é a vazão ideal Q menos a vazão de fugas Q_s .

$$Q_e = Q - Q_s$$

(2.10A)

ou de (1.10) e (2.1)

$$Q_e = \alpha \cdot n \cdot q_o - C_s \cdot q_o \cdot \frac{P}{\mu}$$

(2.10B)

As fórmulas (2.9C) e (2.10B) refletem o que está esboçado na Figura 2.2. É possível mostrar que estas fórmulas são generalizáveis para uma unidade operando como motor ou bomba, bastando para tal que as variáveis de operação assumam sinais segundo uma convenção a ser estabelecida. Nas próximas seções faremos uma generalização ainda mais ampla do que a possível neste momento.

Outra observação que acredito importante diz respeito ao fato de que as expressões (2.9C) e (2.10B) mostrarem que o torque não depende somente da pressão e analogamente a vazão real não é somente uma função da rotação. Torques e rotações efetivas estão acoplados às variáveis de operação na forma explicitada pelas equações em discussão.

2.2.3. Potências efetivas, mecânica e hidráulica (w_{me} , w_{he})

Se multiplicarmos o torque efetivo M_e absorvido pela U. H. nas condições de operação n , α e P pela rotação $w = 2\pi n$ ob- teremos a potência mecânica consumida pela U. H., w_{me}

$$w_{me} = M_e \cdot 2\pi \cdot n \quad (2.11A)$$

ou de (2.9C)

$$w_{me} = -\alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o - n(C_v \cdot q_o \cdot n \cdot \mu + C_f \cdot q_o \cdot P + C_h \cdot I \cdot n^2 \cdot \alpha^3) \quad (2.11B)$$

onde o primeiro termo representa a potência mecânica ideal ou lí- quida w_m e o segundo representa a potência mecânica perdida ao atrito sêco, viscoso e perdas hidrodinâmicas.

Analogamente se multiplicarmos a vazão efetiva Q_e pela pressão P temos a potência hidráulica efetiva w_{he} fornecida pela U. H.

$$w_{he} = Q_e \cdot P \quad (2.12A)$$

ou de (2.10B)

$$w_{he} = \alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o - C_s \cdot q_o \cdot \frac{P^2}{\mu} \quad (2.12B)$$

onde o primeiro termo é a potência hidráulica líquida ou ideal w_h e o segundo diz respeito à potência perdida devido às fugas por vazão o qual está de acordo com (2.4).

2.2.4. Rendimentos, volumétrico, mecânico e total

Os rendimentos que serão definidos aqui dizem respeito a uma unidade trabalhando como bomba. O rendimento volumétrico ou hidráulico η_h é por definição

$$\eta_h = \frac{W_{he}}{W_h} = \frac{\alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o - C_s \cdot q_o \cdot \frac{P^2}{\mu}}{\alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o} \quad (2.13)$$

o rendimento mecânico η_m

$$\eta_m = \frac{W_m}{W_{me}} = \frac{\alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o}{\alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o + n(C_v \cdot q_o \cdot n \cdot \mu + C_f \cdot q_o \cdot P + C_h \cdot I \cdot n^2 \cdot \alpha^3)} \quad (2.14)$$

o rendimento total η_t

$$\eta_t = \frac{W_{he}}{W_{hm}} = \frac{\alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o - C_s \cdot q_o \cdot \frac{P^2}{\mu}}{\alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o + n(C_v \cdot q_o \cdot n \cdot \mu + C_f \cdot q_o \cdot P + C_h \cdot I \cdot n^2 \cdot \alpha^3)} \quad (2.15)$$

de (2.13), (2.14) e (2.15) verifica-se facilmente que

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_v \quad (2.16)$$

Por sua vez a equação (2.15) pode ser reduzida a

$$\eta_t = \frac{1 - C_s \cdot \frac{P}{\alpha \cdot n \cdot \mu}}{1 + C_v \cdot \frac{n \cdot \mu}{\alpha \cdot P} + C_f \cdot \frac{1}{\alpha} + C_h \cdot \frac{I \cdot n^2 \alpha^3}{P \cdot q_o}} \quad (2.17)$$

A expressão (2.17) nos indica que se os coeficientes C_v , C_f , C_h , C_s e I forem constantes, o rendimento será uma função das variáveis de operação e da viscosidade dinâmica.

2.3. VALORES DE REFERÊNCIA

2.3.1. Variáveis de operação e perdas de referência

Na seção anterior conseguimos deduzir expressões que nos forneciam os diversos tipos de perdas em função das variáveis de operação n , P e α . Deveríamos porém determinar alguns coeficientes adimensionais que caracterizem as perdas para cada tipo de unidade. A determinação destes coeficientes pode ser por vezes bastante trabalhosa de forma que nessa seção vamos introduzir uma maneira alternativa de se equacionar as mencionadas perdas.

O que faremos é escolher um valor qualquer, típico das variáveis de operação n , α e P e chamá-las de variáveis de referência. A partir disto vamos agora expressar um valor qualquer de uma variável de operação como uma fração ou múltiplo de seu valor de referência. Vamos aqui designar pelo sufixo r a todos os valores de referência. Assim os valores de referência da rotação, pressão e variação do deslocamento volumétrico são respectivamente n_r , P_r e α_r .

Por conveniência vamos adotar α_r igual à unidade

$$\alpha_r = 1 \quad (2.18)$$

Nestas condições podemos definir uma vazão Q_{or} e um torque de referência M_{or} como sendo

$$Q_{or} = n_r \cdot q_o \quad (2.19)$$

e

$$M_{or} = P_r \cdot \frac{q_o}{2\pi} \quad (2.20)$$

É desejável também introduzir valores de referência para as perdas de vazão por fuga Q_{sr} , de atrito viscoso M_{vr} , de atrito seco M_{fr} e hidrodinâmicas M_{hr} . Introduzindo os valores de referência das variáveis de operação nas equações (2.1), (2.5), (2.6) e (2.7) obtemos

$$Q_{sr} = C_s \cdot \frac{P_r}{\mu} \cdot q_o \quad (2.21)$$

$$M_{vr} = C_v \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot n_r \cdot \mu \quad (2.22)$$

$$M_{fr} = C_f \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot P_r \quad (2.23)$$

$$M_{hr} = C_h \cdot \frac{I}{2\pi} \cdot n_r^2 \cdot \alpha_r^3 \quad (2.24)$$

As equações (2.1) e (2.21), (2.5) e (2.22), (2.6) e (2.23) bem como (2.7) e (2.24) podem ser trabalhadas duas as duas para expressarem o valor real das quatro perdas, sob quaisquer condições de operação, em função das perdas de referência e de sua dependência funcional em relação às variáveis de operação. Lembrando que ($\alpha_r = 1$) temos

$$Q_s = \frac{P}{P_r} \cdot Q_{sr} \quad (2.25)$$

$$M_v = \frac{n}{n_r} \cdot M_{vr} \quad (2.26)$$

$$M_f = \frac{P}{P_r} \cdot M_{fr} \quad (2.27)$$

e

$$M_h = \alpha^3 \cdot \frac{n^2}{n_r^2} \cdot M_{hr} \quad (2.28)$$

Vamos também expressar o acréscimo de deslocamento volumétrico α_s em função dos valores de referência. De (2.1) e (2.25) temos

$$C_s = \mu \cdot \frac{Q_{sr}}{P_r \cdot q_o} \quad (2.29)$$

(2.29) em (2.2)

$$\alpha_s = \frac{P}{P_r} \cdot \frac{Q_{sr}}{q_o \cdot n} \quad (2.30)$$

(2.9) em (2.30)

$$\alpha_s = \frac{P}{P_r} \cdot \frac{n_r}{n} \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \quad (2.31)$$

2.3.2. Torques, vazões e potências efetivas em termos de valores de referência

Podemos expressar todas as equações de perdas da seção anterior em termos de valores de referência. O torque ideal M pode ser determinado pela comparação das equações (2.20) e (1.14). Assim

$$M = \alpha \cdot \frac{P}{P_r} \cdot M_{or} \quad (2.32)$$

O torque total referente às perdas de (2.8A) e (2.26) e (2.26) a (2.28) pode ser escrito

$$M_i = \frac{P}{P_r} \cdot M_{fr} + \frac{n}{n_r} \cdot M_{vr} + \alpha^3 \left(\frac{n}{n_r} \right)^2 \cdot M_{hr} \quad (2.33)$$

De (2.32) e (2.33) em (2.9A) podemos escrever o torque mecânico efetivo fornecido a uma unidade hidrostática em função das condições de operação como sendo

$$M_e = -\alpha \cdot \frac{P}{P_r} \cdot M_{or} - \frac{P}{P_r} \cdot M_{fr} - \frac{n}{n_r} \cdot M_{vr} - \alpha^3 \left(\frac{n}{n_r} \right)^2 \cdot M_{hr} \quad (2.34)$$

Da mesma forma a vazão ideal Q , de (1.10) e (2.19)

$$Q = \alpha \cdot \frac{n}{n_r} \cdot Q_{or} \quad (2.35)$$

A vazão efetiva Q , de uma unidade operando como bomba, de (2.10A) e (2.35) é

$$Q_e = \alpha \cdot \frac{n}{n_r} \cdot Q_{or} - \frac{P}{P_r} \cdot Q_{sr} \quad (2.36)$$

Deve ser evidente que se multiplicarmos as equações (2.34) e (2.36) respectivamente pela rotação, $2\pi n$, e pela pressão, P , obteremos as potências mecânica e hidráulica efetivas. O relacionamento entre as duas é obviamente o rendimento para aquela condição de operação. Às equações desta seção também se aplica o raciocínio das seções (2.2.3) e (2.2.4).

Nesta seção ao introduzirmos o conceito e as equações relativos ao uso do conceito de valor de referência fizemos a simplificação mais séria que o nosso modelo sofreu até o momento. Aqui consideramos a viscosidade com uma variável constante. Esta simplificação impostas às equações desta seção penalizará em muito o nosso modelo, a não ser que as unidades ou transmissões operem dentro de faixas de temperatura relativamente estreitas mantendo pequena a variação da viscosidade.

Mas não é somente a temperatura que altera a viscosidade de um fluido. Contaminação, espuma e envelhecimento também alteram a viscosidade de um fluido e nos indicam ser extremamente difícil montar um modelo matemático que seja capaz de incluir a variação de viscosidade nas condições reais de trabalho.

2.4. ASSOCIAÇÃO DE UNIDADES HIDROSTÁTICAS: TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS

Aqui pretendemos indicar um procedimento genérico para se obter as equações que regem o funcionamento de uma associação de unidades hidrostáticas, ou seja, de uma transmissão hidrostática. Embora as equações que vamos desenvolver nesta seção digam respeito à uma transmissão que possui uma unidade de deslocamento volumétrico variável (U.H.V.) e outra com deslocamento volumétrico fixo (U.H.F.), o método aqui apresentado pode ser estendido para qualquer tipo de combinação de unidades hidrostáticas.

2.4.1. Convenção de sinais para generalização das equações das unidades hidrostáticas

As fórmulas deduzidas na seção anterior diziam respeito a uma unidade hidrostática que operava como bomba. Porém as unidades mais modernas possuem o que chamamos de capacidade regenerativa. Tal capacidade implica que em uma transmissão hidrostática as unidades tenham a capacidade de por vezes funcionar como motor e por vezes como bomba. É esta capacidade regenerativa que vamos tentar incluir em nossas equações.

A capacidade regenerativa das unidades ou transmissões hidrostáticas se manifesta matematicamente pela inversão do sinal algébrico das variáveis de operação. Já dissemos que o valor negativo de α significa uma vazão circulando em sentido oposto o que vai alterar o sentido da rotação do elemento motor da T. H.. Por sua vez a rotação do acionamento n pode ser invertida, invertendo também o sentido da rotação da(s) unidade(s) de saída, se α for mantido constante. Agora se em uma unidade com n e α constantes

inverteremos o sentido da diferença de pressão P ela muda de função; se era motor passa para bomba e vice-versa.

Como os sinais algébricos das variáveis de operação podem ser alteradas independentemente uns dos outros, necessitamos montar uma convenção de sinais que nos indique a forma como a unidade está operando em função dos sinais das variáveis de operação.

Iniciamos definindo uma convenção para rotações e torques, tal como mostrado na Figura (2.3), análoga à convenção da maioria dos livros textos de resistência dos materiais.

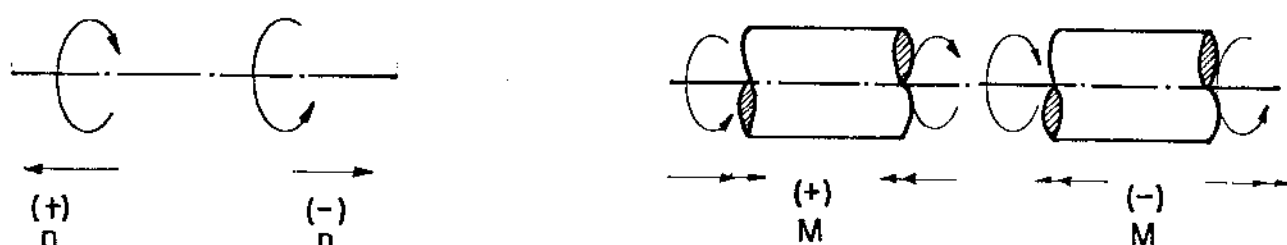


Figura 2.3. Convenção para rotações (n) e torques (m).

As rotações serão indicadas por uma seta com uma única ponta e adotando a "regra da mão direita" para indicar o sentido da rotação. Os torques serão indicados por uma seta de ponta dupla que segue a regra da mão direita. Se em duas seções adjacentes as setas representativas dos torques forem concorrentes o torque será positivo $M(+)$ caso as setas estejam divergentes o torque será negativo $M(-)$.

Para as pressões P_a no ramo superior de P_b no ramo inferior continua valendo a equação (1.15).

$$P = P_a - P_b \quad (1.15)$$

Quando a pressão no ramo superior for maior do que o ramo inferior ($P_a > P_b$) a pressão diferencial será positiva ($P > 0$), caso contrário será negativo.

O valor de α será positivo quando o sentido da rotação de saída for o mesmo da rotação de entrada. A Figura (2.4) nos mostra as oito possíveis combinações dos sinais algébricos das variáveis de operação e o significado em uma transmissão hidrostática tipo "U.H.V.-U.H.F.".

Será, neste caso, sempre possível estabelecer a forma de operação da transmissão, a partir do sinal algébrico de três das variáveis de operação. Usamos os índices 1 e 2 respectivamente para indicar as variáveis da U.H.V. e U.H.F.. Definindo também um parâmetro β , que nos indica se a U. H. é bomba ou motor como

$$\beta \begin{cases} (+)1 \rightarrow \text{U.H. bomba} \\ (-)1 \rightarrow \text{U.H. motor} \end{cases}$$

Podemos defini-lo como:

$$\beta = \frac{\alpha}{|\alpha|} \cdot \frac{n}{|n|} \cdot \frac{P}{|P|} \quad (2.37)$$

onde P é a diferença de pressão entre os dois ramos da tubulação. Lembramos que a mesma diferença de pressão na linha, tem significa dos diferentes para cada unidade. Em uma unidade P é produzido e na outra é consumido. Assim se P_1 for o significado da pressão P para a unidade 1 e P_2 idem para a unidade 2, em termos de convenção de sinais temos,

$$\frac{P_1}{|P_1|} = - \frac{P_2}{|P_2|} \quad (2.38)$$

Se adotamos P_1 como coincidindo com P em termos de convenção

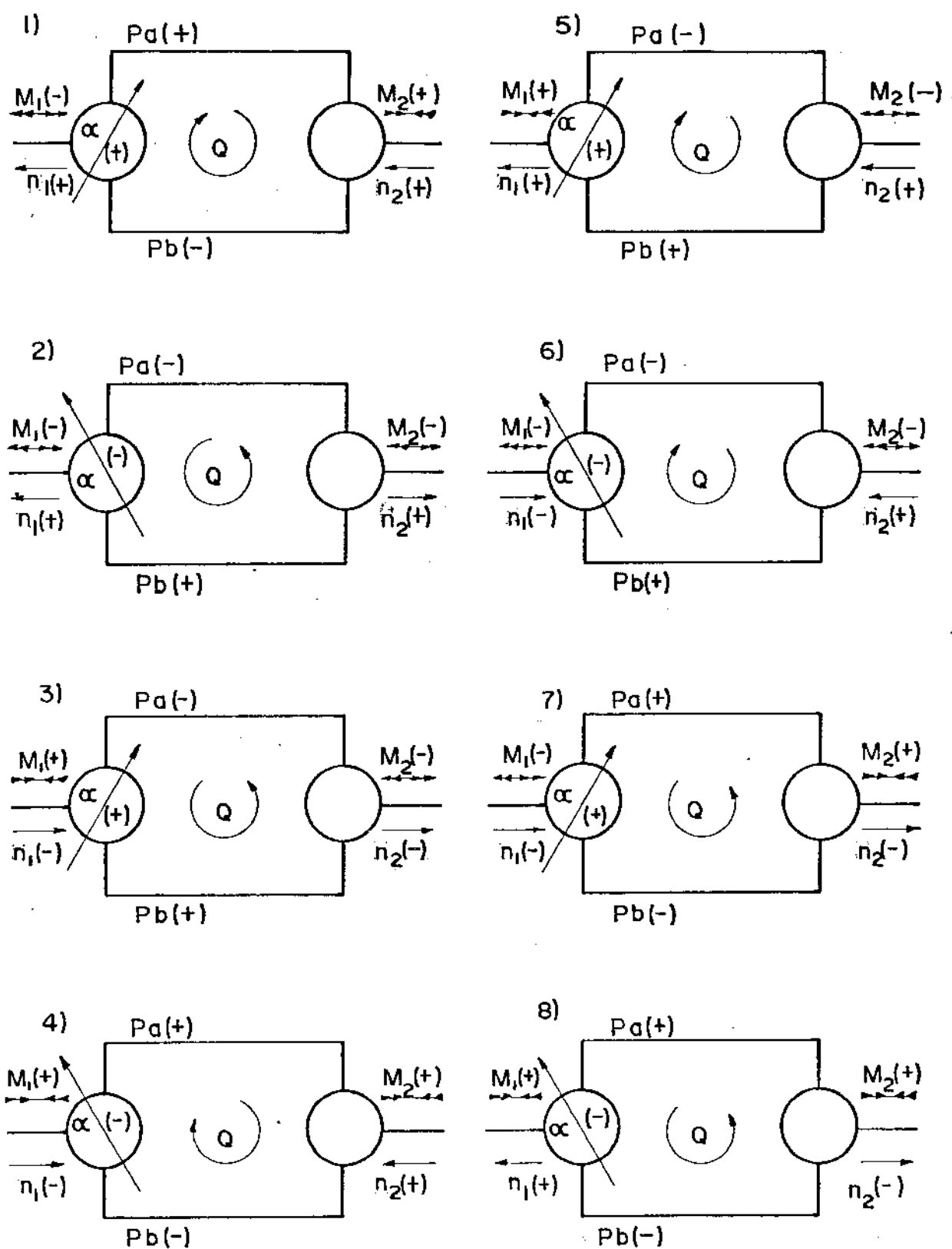


Figura 2.4. Confecção para os modos possíveis de funcionamento de uma transmissão hidrostática tipo "UHV-UHF" em função do sinal algébrico das variáveis de operação.

$$\frac{P}{|P|} = \frac{P_1}{|P_1|} \quad (2.39)$$

podemos particularizar a equação (2.37) para as duas unidades da seguinte forma

$$\beta_1 = \frac{\alpha_1}{|\alpha_1|} \cdot \frac{n_1}{|n_1|} \cdot \frac{P}{|P|} \quad (2.39)$$

e

$$\beta_2 = -\frac{n_2}{|n_2|} \cdot \frac{P}{|P|} \quad (2.40)$$

A Tabela (2.1) traz um levantamento completo dos sinais de todas grandezas envolvidos na convenção da Figura (2.4). Em unidades que operam como bomba, o torque absorvido tem sentido contrário ao da rotação da unidade.

CASO Nº	$\frac{\alpha_1}{ \alpha_1 }$	$\frac{n_1}{ n_1 }$	$\frac{P_1}{ P_1 } = \frac{P}{ P }$	β_1	$\frac{M_1}{ M_1 }$	$\frac{n_2}{ n_2 }$	$\frac{P_2}{ P_2 } = \frac{P}{ P }$	β_2	$\frac{M_2}{ M_2 }$
1	+	+	+	+	-	+	-	-	+
2	-	+	-	+	-	-	+	-	-
3	+	-	-	+	+	-	+	-	-
4	-	-	+	+	+	+	-	-	+
5	+	+	-	-	+	+	+	+	-
6	-	-	-	-	-	+	+	+	-
7	+	-	+	-	-	-	-	+	+
8	+	+	+	-	+	-	-	+	+

Tabela 2.1. Sinal algébrico das grandezas envolvidas em uma T.H. de acordo com a convenção da Figura 2.4.

Na Tabela 2.1 podemos verificar facilmente a validade das equações abaixo, que permitem achar as condições de operação da unidade em função de quaisquer três grandezas de operação.

$$\beta_1 = - \beta_2 \quad (2.41)$$

$$\frac{M_1}{|M_1|} = - \frac{\alpha_1}{|\alpha_1|} \cdot \frac{P}{|P|} \quad (2.42)$$

$$\frac{M_2}{|M_2|} = \frac{P}{|P|} \quad (2.43)$$

$$\frac{n_1}{|n_1|} \cdot \frac{\alpha_1}{|\alpha_1|} = \frac{n_2}{|n_2|} \quad (2.44A)$$

e

$$\frac{n_1}{|n_1|} = \frac{\alpha_1}{|\alpha_1|} \cdot \frac{n_2}{|n_2|} \quad (2.44B)$$

2.4.2. Generalização das equações envolvendo perdas

Para obtermos uma correta formulação para as perdas mecânicas expressas em termos de torque temos que entender que estas perdas (de torque) estão sempre em oposição ao sentido de rotação independentemente dos sentidos da pressão e do deslocamento volumétrico. Podemos então reescrever as equações (2.5), (2.6), (2.7), (2.26), (2.27) e (2.28)

$$M_f = - C_f \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot \frac{n}{|n|} \cdot |P| \quad (2.45A)$$

ou

$$M_f = - \frac{n}{|n|} \cdot \frac{|P|}{P_r} \cdot M_{fr} \quad (2.45B)$$

e

$$M_v = - C_v \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot n \cdot \mu \quad (2.46A)$$

ou

$$M_v = - \frac{n}{n_r} \cdot M_{vr} \quad (2.46B)$$

e

$$M_h = - C_h \cdot \frac{I}{2\pi} \cdot \frac{n^3}{|n|} \cdot \frac{\alpha^4}{|\alpha|} \quad (2.47A)$$

ou

$$M_h = - \frac{n^3}{|n|} \cdot \frac{1}{n_r^2} \cdot \frac{\alpha^4}{|\alpha|} \cdot M_{hr} \quad (2.47B)$$

Até o presente momento esboçamos uma convenção de sinais capaz de enquadrar duas unidades hidrostáticas que formam uma transmissão hidrostática. Também reescrevemos as equações das perdas de forma que atendessem à convenção citada. Os nossos próximos passos serão montar as equações de torques, vazões, potências efetivas e rendimentos para os dois tipos de unidades hidrostáticas. Mais além, vamos unificar as equações das duas unidades em termos das variáveis de operação de uma delas, que é um procedimento passível de ser adotado para qualquer combinação de tipos de unidades hidrostáticas. Isto feito teremos equações que regem as duas unidades hidrostáticas ou seja a transmissão hidrostática em função de três variáveis de operação.

2.4.3. Equações generalizadas para unidades hidrostáticas de deslocamento volumétrico variável (U.H.V.)

A partir das equações (2.45), (2.46) e (2.47) podemos reescrever o torque total de perdas dado por (2.8). Lembrando que adotamos o índice 1 para U. H. V., o torque total por perdas M_{il} será

$$M_{il} = \frac{n_1}{n_r} \cdot M_{vrl} + \frac{n_1}{|n_1|} \cdot \frac{|P_1|}{P_r} \cdot M_{frl} + \frac{n_1^3}{|n_1|} \cdot \frac{1}{n_r^2} \cdot \frac{\alpha_1^4}{|\alpha_1|} \cdot M_{hrl} \quad (2.48)$$

O torque efetivo M_{el} fornecido pela expressão (2.9) resulta

$$M_{el} = -\alpha \cdot P \cdot \frac{q_{ol}}{2\pi} - \left[\frac{n_1}{n_r} M_{vrl} + \frac{n_1}{|n_1|} \cdot \frac{|P_1|}{P_r} \cdot M_{frl} + \frac{n_1^3}{|n_1|} \cdot \frac{1}{n_r^2} \cdot \frac{\alpha_1^4}{|\alpha_1|} \cdot M_{hrl} \right] \quad (2.49)$$

Podemos verificar a equação (2.49) no que diz respeito à sua convenção de sinais para verificarmos que quando a unidade trabalha como bomba ($\beta_1 > 0$) então os dois termos da equação se somam e, ao contrário, quando ($\beta_1 < 0$) subtraem-se.

A potência mecânica efetiva W_{mel} será o torque efetivo M_{el} multiplicado pela velocidade angular ($2\pi \cdot n_1$). Consequentemente a equação (2.11), desprezando ambos os sinais negativos, ficará

$$W_{mel} = \alpha \cdot n \cdot P \cdot q_o + 2\pi \cdot \left[\frac{n_1^2}{n_r} \cdot M_{vrl} + \frac{n_1^2}{|n_1|} \cdot \frac{|p_1|}{p_r} \cdot M_{frl} + \frac{n_1^4}{|n_1|} \cdot \frac{1}{n_r^2} \cdot \frac{\alpha_1^4}{|\alpha_1|} \cdot M_{hrl} \right] \quad (2.50)$$

Por sua vez a fórmula da vazão efetiva Q_e , (2.36) permanece válida para nossa convenção de sinais. De (2.19) e (2.36) podemos escrever

$$Q_{el} = \alpha_1 \cdot n_1 \cdot q_{ol} - \frac{p_1}{p_r} \cdot Q_{srl} \quad (2.51)$$

A potência hidráulica efetiva W_{hel} será a vazão Q_{el} efetiva pela pressão diferencial p_1 . (2.12) poderá ser rescrita

$$W_{hel} = \alpha_1 \cdot n_1 \cdot p_1 \cdot q_{ol} - \frac{p_1^2}{p_r} \cdot Q_{srl} \quad (2.52)$$

As expressões (2.51) e (2.52) são genéricas, ou seja, obedecem à nossa convenção de sinais. Fazendo-se uma comparação com a nossa convenção, verificamos que quando a unidade funciona como bomba ($\beta > 0$) os termos das expressões subtraem-se e vice-versa quando a unidade opera como motor.

O rendimento da unidade hidrostática variável η (U.H.V.) será a relação entre a potência hidráulica sobre a mecânica quando a unidade operar como bomba e de torma inversa quando operar como motor. Escrevendo uma equação genérica temos

$$\eta \text{ (U.H.V.)} = \left[\begin{array}{c} \frac{W_{hel}}{W_{mel}} \end{array} \right]^{\beta_1} \quad (2.53)$$

As expressões (2.49) a (2.53) governam os torques, vazões, potências efetivas das unidades em função das três variáveis de operação n_1 , α_1 e P_1 de unidades com deslocamento volumétrico variável. Elas são absolutamente genéricas no que diz respeito à concepção da unidade e às formas de operação da mesma.

2.4.4. Equações generalizadas para unidades hidrostáticas de deslocamento volumétrico fixo (U.H.F.)

A seção (2.4.3) fornece-nos as equações generalizadas para uma unidade de deslocamento volumétrico variável. Aqui serão rescritas as equações generalizadas de perdas, torques, vazões, potências e rendimentos para unidades de deslocamento volumétrico fixo. Lembrando que o índice 2 refere-se à U. H. F. e que o parâmetro que indica a variação do deslocamento volumétrico é igual à unidade

$$\alpha_2 = 1 \quad (2.54)$$

As equações de perdas (2.25), (2.26), (2.27) e (2.28) podem ser escritas

$$Q_{s2} = \frac{P_2}{P_r} \cdot Q_{sr2} \quad (2.55)$$

$$M_{v2} = - \frac{n_2}{n_r} \cdot M_{vr2} \quad (2.56)$$

$$M_{f2} = - \frac{n_2}{|n_2|} \cdot \frac{|P_2|}{P_r} \cdot M_{fr2} \quad (2.57)$$

$$M_{h2} = - \frac{n_2^3}{|n_2|} \cdot \frac{1}{n_r^2} \cdot M_{hr2} \quad (2.58)$$

Também as equações de torque ideal M_2 , de torque efetivo M_{e2} e potência mecânica efetiva W_{me2} , respectivamente (1.14), (2.9) e (2.11) podem ser formuladas como

$$M_2 = n_2 \cdot P_2 \cdot \frac{q_{o2}}{2\pi} \quad (2.59)$$

$$M_{e2} = P_2 \cdot \frac{q_{o2}}{2\pi} + \left[\frac{n_2}{|n_2|} \cdot \frac{|P_2|}{P_r} \cdot M_{fr2} + \frac{n_2}{n_r} \cdot M_{vr2} + \frac{n_2^3}{|n_2|} \cdot \frac{1}{n_r^2} \cdot M_{hr2} \right] \quad (2.60)$$

e

$$W_{me2} = n_2 \cdot P_2 \cdot q_{o2} + 2\pi \left[\frac{n_2^2}{|n_2|} \cdot \frac{|P_2|}{P_r} \cdot M_{fr2} + \frac{n_2^2}{n_r} \cdot M_{vr2} + \frac{n_2^4}{|n_2|} \cdot \frac{1}{n_r^2} \cdot M_{hr2} \right] \quad (2.61)$$

A vazão efetiva Q_{e2} e a potência hidráulica efetiva W_{he2} respectivamente (2.19) e (2.36)

$$Q_{e2} = n_2 \cdot q_{o2} - \frac{P_2}{P_r} \cdot Q_{sr2} \quad (2.62)$$

$$W_{he2} = n_2 \cdot P_2 \cdot q_{o2} - \frac{P_2^2}{P_r} \cdot Q_{sr2} \quad (2.63)$$

O rendimento generalizado da unidade fixa η (U.H.F.) é dado pela seguinte expressão

$$\eta \text{ (U.H.F.)} = \left[\frac{W_{he2}}{W_{me2}} \right]^{\beta_2} \quad (2.64)$$

onde o expoente β_2 é fornecido pela expressão (2.40).

2.4.5. Transmissão hidrostática tipo U.H.V.-U.H.F. Equações em função de três variáveis de operação

Já mencionamos que as equações das seções (2.4.3) e (2.4.4) regem o funcionamento, respectivamente, de unidades hidrostáticas variáveis e fixas sob qualquer forma de operação, conforme a convenção de sinais da Figura (2.4) e da Tabela (2.1). Elas permitem que venhamos simular transmissões hidrostáticas formadas a partir de associação de uma U.H.F. e de uma U.H.V.. Porém estes dois jogos de equações ainda são função de cinco variáveis de operação a saber $n, \alpha_1, P_1, n_2, P_2$. Seria interessante ter as equações que regem o funcionamento desta T. H. em função de apenas três variáveis de operação. Se as unidades possuírem deslocamentos volumétricos máximos iguais ($q_{o1} = q_{o2} = q_o$) e recordando as relações en-

tre as rotações ($n_2 = \alpha \cdot n_1$) e entre pressões ($\frac{P_1}{|P_1|} = - \frac{P_2}{|P_2|}$)

então as equações para torques, vazões e potências efetivas e rendimentos da unidade fixa se tornam respectivamente

$$M_{e2} = P_1 \cdot \frac{q_0}{2\pi} - \left[\alpha_1 \frac{n_1}{n_r} \cdot M_{vr2} + \frac{\alpha_1}{|\alpha_1|} \cdot \frac{n_1}{|n_1|} \cdot \frac{|P_1|}{P_r} \cdot M_{fr} + \right. \\ \left. + \frac{\alpha_1^3}{|\alpha_1|} \cdot \frac{n_1^3}{|n|} \cdot \frac{M_{hr2}}{n_r^2} \right] \quad (2.65)$$

$$Q_{e2} = \alpha_1 \cdot n_1 \cdot q_0 + \frac{P_1}{P_r} \cdot Q_{sr2} \quad (2.66)$$

$$W_{me2} = P_1 \cdot n_1 \cdot \alpha_1 \cdot q_0 - 2\pi \left[\alpha_1^2 \cdot \frac{n_1^2}{n_r} \cdot M_{vr2} + \frac{\alpha_1^2}{|\alpha_1|} \cdot \frac{n_1^2}{|n_1|} \cdot \frac{|P_1|}{P_r} \cdot M_{fr2} + \right. \\ \left. + \frac{\alpha_1^4}{|\alpha_1|} \cdot \frac{n_1^4}{|n_1|} \cdot \frac{M_{hr2}}{n_r^2} \right] \quad (2.67)$$

$$W_{he2} = \alpha_1 \cdot n_1 \cdot P_1 \cdot q_0 + \frac{P_1^2}{P_r} \cdot Q_{sr2} \quad (2.68)$$

O rendimento η (U.H.F.) será

$$\eta \text{ (U.H.F.)} = \left[\frac{W_{me2}}{W_{he2}} \right]^{\beta_1} \quad (2.69)$$

Por sua vez o rendimento total da transmissão η (T.H.) será multiplicação dos dois rendimentos dados respectivamente por (2.53) e (2.69). Logo

$$\eta \text{ (T.H.)} = \eta \text{ (U.H.V.)} \cdot \eta \text{ (U.H.F.)} \quad (2.70)$$

Esta seção (2.4) mostrou um caminho para se equacionar transmissões hidrostáticas a partir das equações das unidades. No caso de se querer outro tipo de associação que não o proposto, (U.H.V.-U.H.F.), deveríamos começar estabelecendo uma convenção de sinais que pudesse ser equacionada em termos das variáveis de operação. O passo seguinte seria verificar o que pode ser simplificado ou deve ser acrescentado às equações aqui sugeridas, uma vez que elas são genéricas sobre a convenção utilizada. Outras convenções podem implicar em simplificações ou adendos.

2.5. RELAÇÕES PARTICULARES ENTRE TORQUES, PRESSÕES, VAZÕES E POTÊNCIAS

No início do capítulo mencionamos que as equações de rendimento por vezes, não são capazes de nos dar qualquer informação sobre as condições de trabalho. Surge então a necessidade de se organizar outras expressões capaz de preencher esta lacuna. O que se segue é uma tentativa de se desenvolver uma metodologia de abordagem e raciocínio que possibilite resolver situações, no tratamento das unidades hidrostáticas, que não sejam necessariamente iguais às que estamos apresentando.

2.5.1. Relações entre torques e pressões efetivas

Aqui vamos querer determinar qual a pressão máxima ou efetiva P que um determinado torque efetivo M_e é realmente capaz de produzir em uma U. H.. Tomemos inicialmente uma U. H. variável operando como bomba. Ver Figura (2.5).

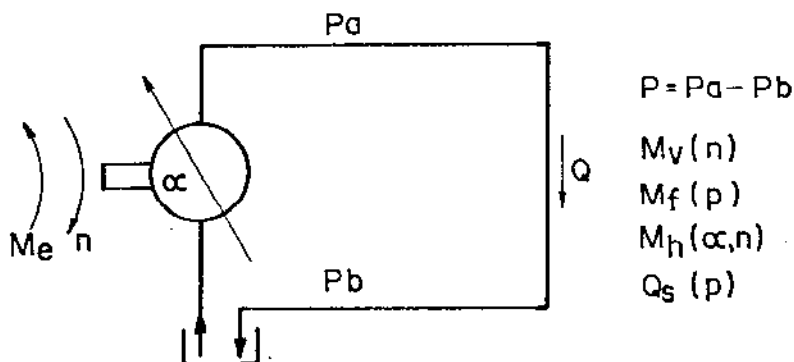


Figura 2.5. Unidade hidrostática real com deslocamento

Supondo $\alpha = 0$ e que não haja diferença de pressão nas linhas $P = 0$ o torque aplicado na unidade é todo consumido em atrito viscoso.

$$M_{el} = M_v(n)$$

$$\alpha = 0$$

$$P = 0$$

Aumentando o valor de α fazendo circular alguma vazão o torque consumido agora é devido às perdas viscosas mais hidrodinâmicas

$$M_{el} = M_v(n) + M_h(\alpha, n)$$

$$P = 0$$

À medida que formos criando uma diferença de pressão ($P \neq 0$) o torque consumido será acrescido de dois fatores. Um se refere ao torque ideal M necessário para criar a pressão dado pela equação (1.14), e outro é um torque de atrito seco M_f causado pela própria pressão foi introduzida no sistema

$$M_{el} = M(P) + M_v(n) + M_f(P) + M_h(\alpha, n)$$

Substituindo os torques pelas suas expressões anteriores à convenção temos

$$M_{el} = \alpha \cdot P \cdot \frac{q_o}{2\pi} + P \cdot \frac{M_{fr}}{P_r} + \alpha^3 \cdot \frac{n}{n_r} \cdot M_{hr} + \frac{n}{n_r} \cdot M_{vr}$$

ou

$$M_{el} = \left[\frac{n}{n_r} \cdot M_{vr} + \alpha^3 \left(\frac{n}{n_r} \right)^2 M_{hr} \right] \cdot \left(\alpha \cdot \frac{q_o}{2\pi} + \frac{M_{fr}}{P_r} \right) \quad (2.71)$$

A expressão (2.71) indica a pressão máxima P que um torque efetivo M_{el} pode fornecer a uma unidade caracterizada pelos valores de perdas referência e nas condições de operação dados por n e α .

Façamos agora o inverso. Aplicando uma pressão diferencial P de forma que a unidade atue como motor. Neste caso P induzirá um torque ideal M e ao mesmo tempo um torque por atrito seco M_f . Antes de termos o torque mecânico efetivo ou líquido na saída M_{el} a pressão P terá de vencer os torques dividido ao atrito viscoso M_v e hidrodinâmico M_h . Assim

$$M_{el} = M(P) - M_f(P) - M_v(n) - M_h(\alpha, n)$$

ou

$$M_{el} = \left(\alpha \cdot \frac{q_o}{2\pi} - \frac{M_{fr}}{P_r} \right) \cdot P - \frac{n}{n_r} \cdot M_{vr} - \alpha^3 \left(\frac{n}{n_r} \right)^2 \cdot M_{hr} \quad (2.72)$$

A expressão (2.72) nos fornece o torque máximo que uma U. H. V. operando como motor pode produzir sob uma pressão P e condições de operação n e α .

Um raciocínio análogo feito para uma unidade hidrostática fixa, ligada à unidade variável das equações (2.71) e (2.72) formando uma T. H., nos fornece as equações (2.73) e (2.74) abaixo. Elas expressam o torque na saída da U. H. F., M_{e2} , capaz de ser produzido por uma pressão P , e vice-versa, em termos das variáveis de operação da U. H. V., n , α

$$M_{e2} = \left(\frac{q_{o2}}{2\pi} - \frac{M_{fr2}}{P_r} \right) P - \left(\alpha \cdot \frac{n}{n_r} \cdot M_{vr2} + \alpha^3 \cdot \frac{n^2}{n_r^2} \cdot M_{hr2} \right) \quad (2.73)$$

$$P = \frac{M_{e2} - \left(\alpha \cdot \frac{n}{n_r} \cdot M_{vr2} + \alpha^3 \cdot \frac{n^2}{n_r^2} \cdot M_{hr2} \right)}{\left(\frac{q_o}{2\pi} - \frac{M_{fr2}}{P_r} \right)} \quad (2.74)$$

As quatro equações anteriores nos permitem achar o torque na saída de uma T. H. dado seu torque de entrada. Ou seja para uma T. H., tipo U.H.V.-U.H.F. onde U.H.V. opera como motor, ($\beta > 0$), sabendo o torque de entrada M_{e1} sabemos a pressão na linha P e consequentemente M_{e2} . O caminho inverso é percorrido caso $\beta < 0$. Ver o esquema abaixo

$$\beta > 0 : M_{e1} \rightarrow (2.71) \rightarrow P \rightarrow (2.73) \rightarrow M_{e2}$$

$$\beta < 0 : M_{e2} \rightarrow (2.74) \rightarrow P \rightarrow (2.72) \rightarrow M_{e1}$$

2.5.2. Relação entre rotações para uma transmissão hidrostática tipo (U.H.V.-U.H.F.)

Aqui, também, mais do que somente a equação resultante pretende-se mostrar uma forma de abordar o problema que pode ser estendida a outras associações de unidades hidrostáticas. A Figura (2.6) nos mostra uma T.H. tipo U.H.V.-U.H.F. com as respectivas vazões indicadas.

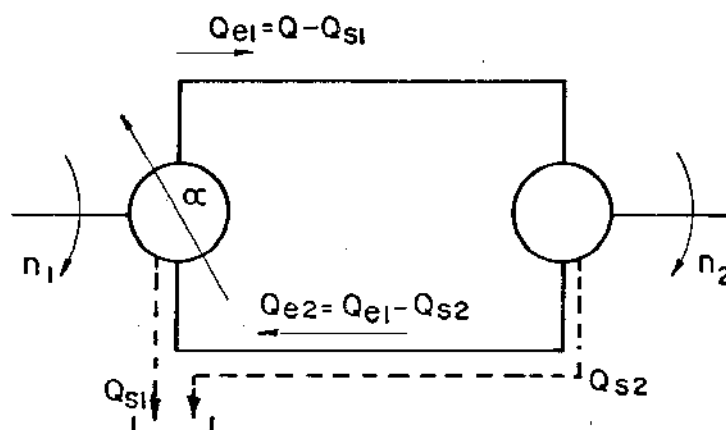


Figura 2.6. Transmissão hidrostática e as perdas por fuga.

Se U. H. V. operar como bomba a vazão efetiva que ela fornecerá nos dutos Q_{e1} será a vazão ideal Q decrescida das fugas na unidade 1 (variável), Q_{s1} .

$$Q_{e1} = Q - Q_{s1} \quad (2.75)$$

Mas de (1.10), (2.25), (2.30) e (2.31)

$$Q_{e1} = n_1 \cdot \alpha \cdot q_o - n_1 \cdot \alpha_{s1} \cdot q_o$$

Por sua vez, a vazão Q_{e1} não será toda transformada na rotação n_2 . Parte desta vazão escapara na forma de fugas Q_{s2} na unidade 2 (U. H. F.) e somente a vazão efetiva em 2, Q_{e2} será transformada em rotação.

$$Q_{e2} = Q_{e1} - Q_{s2} \quad (2.76)$$

As vazões de fuga dependem basicamente da pressão diferencial P , que é a mesma para as duas unidades. Se estas unidades tiverem deslocamentos volumétricos máximos iguais então poderemos considerar que as vazões de fuga são iguais nas mesmas.

Assim se

$$Q_{s1} = Q_{s2} \quad (2.77)$$

então

$$Q_{e2} = Q - 2 Q_s$$

ou

$$n_2 \cdot q_o = n_1 \cdot \alpha \cdot q_o - 2 n_1 \cdot \alpha_s \cdot q_o$$

Colocando α_s em valores de referência (2.31)

$$n_2 = n_1 \left(\alpha - 2 \frac{P}{P_r} \cdot \frac{n_r}{n} \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \right) \quad (2.78)$$

A equação (2.78) nos fornece uma relação mais próxima do real no que se refere às rotações de entrada n_1 e saída n_2 . Isto quer dizer que, a rigor, quando substituímos n_2 por $\alpha \cdot n_1$ nas seções anteriores, incorremos em mais uma simplificação. Diversos autores indicam que as vazões de fuga não ultrapassam um ou dois pontos percentuais, o que torna esta simplificação bastante razoável.

Estamos agora de posse de uma nova possibilidade de equacionarmos os rendimentos das transmissões hidrostáticas relacionando os torques de entrada M_{e1} e saída M_{e2} e as rotações de entrada n_1 e saída n_2 . Estas relações são fornecidas respectivamente pelas equações (2.71) a (2.74) e (2.78).

Aproveitamos a equação (2.75) para mostrarmos a dependência existente entre a vazão efetiva Q_e e a pressão de operação nas linhas da U. H.. Podemos reescrever (2.75)

$$Q_{e1} = n_1 q_o \cdot \alpha - q_o \cdot \frac{P}{P_r} \cdot n_2 \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \quad (2.79)$$

Esta última expressão corresponde ao gráfico da Figura (1.1), relacionando a vazão efetiva fornecida por uma U. H. em função da pressão para uma rotação e um deslocamento volumétricos dados. Vamos reproduzir este gráfico na Figura (2.7).

A inclinação da reta $Q_e(P)$ é a derivada parcial da equação (2.79) em relação a P .

$$\frac{\partial Q_e}{\partial P} = - q_o \cdot \frac{n_r}{P_r} \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \quad (2.80)$$

$$\theta = \operatorname{tg}^{-1} \left(-q_o \cdot \frac{n_r}{P_r} \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \right) \quad (2.81)$$

mostra-se facilmente que (2.81) pode ser modificada para

$$\theta = \operatorname{tg}^{-1} \left(-\frac{C_s}{\mu} \cdot q_o \right) \quad (2.82)$$

Fica portanto mostrado que a relação entre vazão e pressão está, em última análise ligada às características geométricas da unidade C_s e q_o e à viscosidade do fluido μ , não dependendo das variáveis de operação n e α .

2.5.3. Torques e potências para velocidades de saída nulas

Vamos propor equações que nos forneçam os torques efetivos em transmissões cujos eixos de saída estejam bloqueados ou com velocidades naquele instante, bem como equações que possam prever a potência consumida para manter os torques na rotação nula. Para simplificar vamos adotar uma transmissão tipo U.H.V.-U.H.F. com deslocamentos volumétricos máximos e perdas de referência iguais.

a) $\beta > 0$; U.H.V. = bomba; U.H.F. = motor; $n_2 = 0$

A princípio, se a velocidade na unidade motora for nula, não existirão perdas por atrito hidrodinâmico em ambas as unidades ($M_{hi} = M_{h2} = 0$) e não existirá perda por atrito viscoso no motor ($M_{v2} = 0$). Persistem porém as perdas por atrito seco nas duas unidades, e o atrito viscoso na unidade motora. Introduzindo as condições acima na equação (2.73) temos

$$M_{e2}(P, n_2=0) = \left(\frac{q_o}{2\pi} - \frac{M_{fr}}{P_r} \right) P \quad (2.83)$$

que é o torque fornecido em condições de rotação nula. A potência consumida para mantê-lo deve ser suficiente para prover as perdas

por fugas nas duas unidades W_{st} mais a potência consumida por atrito sêco W_{fl} e atrito viscoso W_{vl} na unidade variável. Assim

$$W_{mrl}(n_2=0) = W_{st} + W_{fl} + W_{vl} \quad (2.84)$$

Porém convencionamos que

$$W_{st} = 2 W_s$$

e sabemos que

$$W_s = P \cdot Q_s = P \cdot n \cdot \alpha_s = P \cdot n \left(\frac{P}{P_r} \cdot \frac{n_2}{n} \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \right)$$

Logo

$$W_{st} = 2 \frac{P^2}{P_r} \cdot n_2 \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \quad (2.85)$$

As potências consumidas na unidade variável

$$W_{fl} = M_{fl} \cdot 2 \pi n_l = 2 \pi \cdot n_l \cdot \frac{P}{P_r} \cdot M_{fr} \quad (2.86)$$

$$W_{vl} = M_{vl} \cdot 2 \pi n_l = 2 \pi \cdot \frac{n_l^2}{n_r} \cdot M_{vr} \quad (2.87)$$

de (2.85), (2.86) e (2.87) em (2.84)

$$W_{mel}(n_2=0) = 2 \frac{P^2}{P_r} \cdot M_r \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} + 2 \pi n \cdot \frac{P}{P_r} \cdot M_{fr} + 2 \pi \cdot \frac{n^2}{n_r} \cdot M_{vr}$$

b) $\beta < 0$; U.H.V. = motor; U.H.F. = bomba; $n_1 = 0$

Considerando as duas unidades como tendo características semelhantes, o máximo torque na unidade variável vai ocorrer quando o deslocamento volumétrico q_{o1} for máximo, ou seja, $\alpha_1 = 1$, e deverá ser sempre inferior ao torque fornecido para a unidade fixa. À medida que diminuirmos α_1 , estaremos diminuindo também o torque na saída $M_{e1}(n_1=0)$. Nestas circunstâncias a rotação na U. H. F., n_2 , deverá ser somente aquela necessária para fornecer as vazões de fuga nas duas unidades Q_{st} .

Podemos considerar, então, que não existem perdas hidrodinâmicas nem viscosas nas duas unidades ($M_{h1} = M_{h2} = M_{v1} = M_{v2}=0$). Aplicando estas condições na equação (2.73) temos o torque M_{e2} em U.H.F. necessário para fornecer uma pressão P na linha

$$P = \frac{M_{e2}}{\left(\frac{q_o}{2} + \frac{M_{fr}}{P_r} \right)} \quad (2.89)$$

De (2.71) temos o torque na saída M_{e1} fornecido por uma pressão P .

$$M_{e1} = \left(\alpha \frac{q_o}{2} - \frac{M_{fr}}{P_r} \right) P \quad (2.90)$$

A potência consumida para fornecer o torque M_{e1} é a potência necessária para vencer as perdas por fuga W_{st} .

$$W_{st} = P \cdot Q_{st} = P \left(2 \frac{P}{P_r} \cdot Q_{sr} \right)$$

ou

$$W_{st} = 2 \frac{P^2}{P_r} \cdot Q_{sr} \quad (2.91)$$

A rotação n_2 para vencer as fugas é obtida igualando-se a vazão Q_2 com a vazão total de fugas Q_{st}

$$Q_2 = Q_{st} \quad (2.92)$$

ou

$$n_2 \cdot q_o = \frac{P}{P_r} \cdot Q_{sr}$$

Logo

$$n_2 (n_1=0) = 2 \frac{P}{P_r} \cdot \frac{Q_{sr}}{q_o} \quad (2.93)$$

2.6. OBSERVAÇÕES SOBRE O MODELO

Fazemos uma proposta de modelo matemático que acreditamos estar muito mais próximo da realidade do que as equações ideais do 1º capítulo. As equações aqui propostas não levaram em conta nenhuma característica conceptual ou construtiva das unidades hidrostáticas, de forma que sob este prisma elas são genéricas. São apresentadas equações completas para uma transmissão hidrostática resultantes da associação de uma unidade hidrostática de deslocamento variável com uma fixa. Pretendeu-se também mostrar um caminho para equacionamento de outras associações.

No desenrolar do modelo fizemos inúmeras simplificações, algumas das quais de difícil justificativa que não a de facilidade ou viabilidade do ponto de vista matemático. O resultado é um modelo de fácil aplicação cuja aproximação com a realidade terá de ser verificado e o veredito conduzido em termos de quão razoável ele é em função da sua simplicidade e, em termos do rigor e exatidão necessários a quem venha utilizá-lo em alguma aplicação.

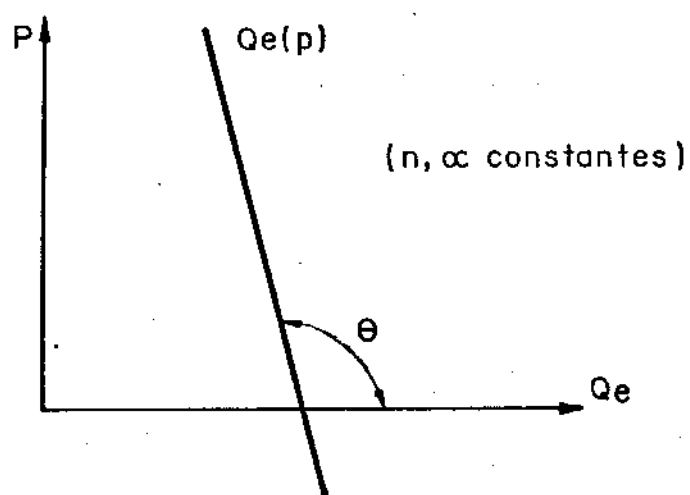


Figura 2.7. Vazão função da pressão para U.H.

CAPÍTULO 3

CAPÍTULO 3: SOBRE O ENSAIO DE UNIDADES E TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS

Neste capítulo vamos basicamente tratar dos tipos de ensaios a que devem ser submetidos tanto uma unidade quanto uma transmissão hidrostática para que possamos determinar os valores de referência das perdas. Vimos no capítulo anterior que necessitamos destes "parâmetros característicos" dos sistemas, que são os valores de referência das perdas, para completarmos a formulação analítica proposta. Veremos aqui como é bastante simples a obtenção dos valores de referência. Esta é uma das razões pelas quais trabalhamos com estes valores e não com os coeficientes adimensionais de perdas.

3.1. EXPERIMENTOS COM UNIDADES HIDROSTÁTICAS

Aqui vamos mostrar um procedimento para valores de referência de uma unidade hidrostática de deslocamento volumétrico variável. O ensaio que mais facilmente fornece os dados procurados necessita uma instalação conforme mostra a Figura 3.1.

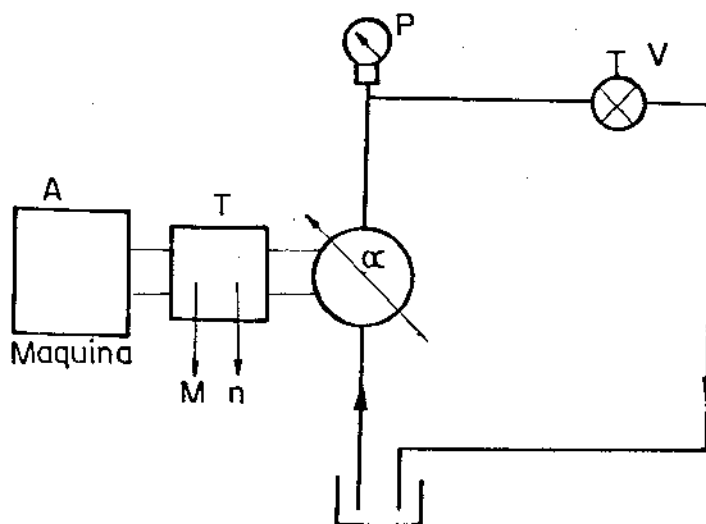


Figura 3.1. Instalação para ensaio e retirada de parâmetros de uma U.H.V.

É uma bancada que consiste de uma máquina e acionamento (A), capaz de fornecer uma velocidade constante e torque variados. Um aparelho (T) capaz de medir torque M e rotações n . Devemos ter ainda condições de medir a variação do deslocamento volumétrico α e a pressão fornecida pela unidade, P . Além disso é necessário uma válvula (V) capaz de bloquear o fluxo pelo circuito. Caso a unidade não disponha de uma válvula de alívio interna, deve-se promover a instalação de uma no circuito.

A experiência consiste de duas partes distintas, a saber

3.1.1. Medições com a válvula de bloqueio aberta

Com a válvula de bloqueio aberta não há diferença da pressão na U. H. Considerando inicialmente o deslocamento volumétrico nulo, ou seja $\alpha = 0$. Nestas condições se $P = 0$, então

$$Q_s = C_s q_o \cdot \frac{P}{\mu} = 0$$

$$M_f = C_f \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot P = 0$$

e se $\alpha = 0$, então

$$M_h = C_h \cdot \frac{I}{2\pi} \cdot \alpha^3 \cdot n^2 = 0$$

Logo a única perda é a perda por atrito viscoso M_v . Assim o torque medido no eixo de entrada da U.H. é o torque consumido pelo atrito viscoso.

$$M_v = C_v \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot n \cdot \mu$$

Quando a rotação da entrada se igualar à rotação de referência n_r estaremos medindo na entrada o torque por atrito viscoso de referência, M_{vr}

$$M_{vr} = C_v \cdot \frac{q_o}{2\pi} \cdot n_r \cdot \mu$$

ou ainda se M_a for o torque medido

$$M_a (\alpha = 0) = M_{vr} \quad (3.1)$$

Numa próxima etapa a válvula de bloqueio continua aberta, o que implica em mantermos nula a diferença de pressão P e consequentemente não termos perdas por atrito seco e vazões de fuga. Vamos agora variar o deslocamento volumétrico, variando α , e medir o torque absorvido M_a . Conseguimos assim levantar uma curva de M_a em função de α , tal como mostra a Figura 3.2.

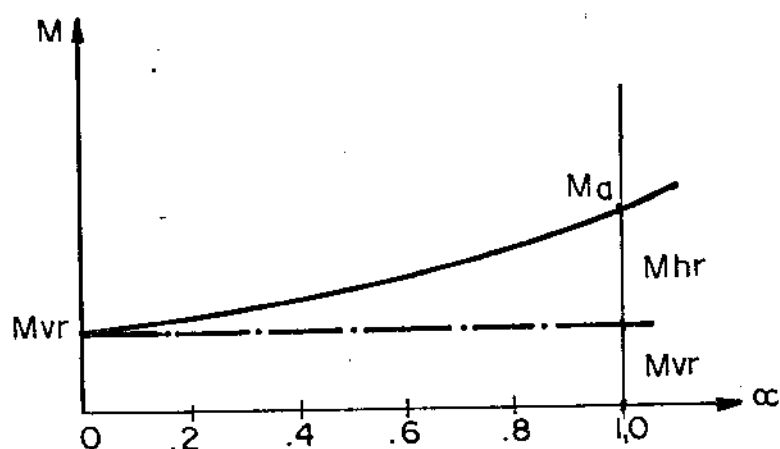


Figura 3.2. Ensaio com válvula de bloqueio aberta.

Se a rotação for mantida no valor de referência ($n = n_r$) então o torque absorvido M_a será devido às perdas com atrito viscoso M_{vr} e hidrodinâmicas M_h .

$$M_a = M_h + M_{vr} \quad (3.2)$$

Quando o valor de α for unitário o torque absorvido M_a corresponderá aos valores de referência tanto das perdas por atrito viscoso M_{vr} como das perdas hidrodinâmicas M_{hr} . Assim

$$M_a (\alpha = 1) = M_{hr} + M_{vr}$$

ou

$$M_{hr} = M_a (\alpha = 1) - M_{vr} \quad (3.3)$$

de (3.3) obtemos o valor de M_{hr} . Como vimos nesta primeira fase da experiência conseguimos determinar com uma certa facilidade dois dos quatro parâmetros de referência. A próxima seção mostra como determinar os demais.

3.1.2. Medições com a válvula de bloqueio fechada

A primeira consideração a ser feita é a de que se não há vazão circulando não há perdas hidrodinâmicas

$$M_h = 0 \quad (3.4)$$

Vamos inicialmente variar o valor de α o que acarretará um aumento da pressão. O valor de α para uma determinada pressão é o deslocamento volumétrico necessário para compensar as perdas por fuga, α_s , nestas condições de operação. Podemos traçar uma curva de α_s função de P . Vide Figura (3.3). Medimos também o torque absorvido na entrada M_a .

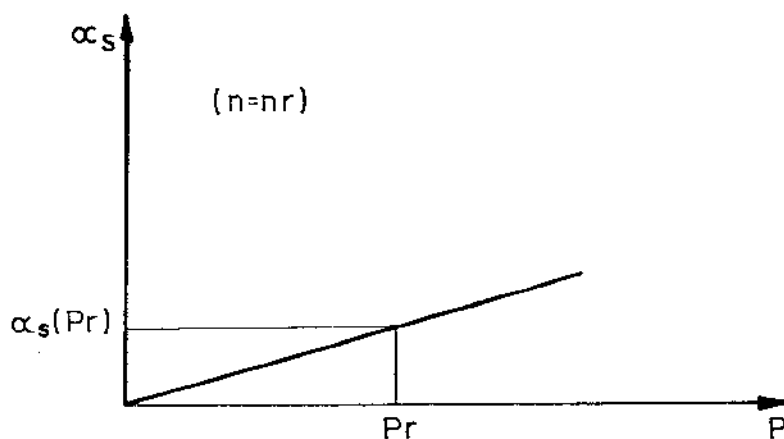


Figura 3.3. Deslocamento volumétrico devido a fuga α_s em função da pressão P .

Sempre cuidando que a rotação de entrada permaneça no valor de referência, medimos o valor de α_s quando a pressão P for igual ao valor de referência. A partir de $\alpha_s(P_r)$ podemos calcular a vazão de fuga de referência Q_{sr} com auxílio da expressão (2.31).

$$\alpha_s = \frac{P}{P_r} \cdot \frac{n_r}{n} \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \quad (2.31)$$

lembrando que temos $P = P_r$ e $n = n_r$

$$Q_{sr} = \alpha_s(P_r, n_r) \cdot Q_{or} \quad (3.5)$$

A partir da curva $\alpha_s(P)$, Figura 3.3, calculamos o torque absorvido pelas vazões de fuga M_s . De (2.2) e (1.14) temos (ver Figura 3.4).

$$M_s = \frac{q_o}{2\pi} \cdot \alpha_s(P) \cdot P \quad (3.6)$$

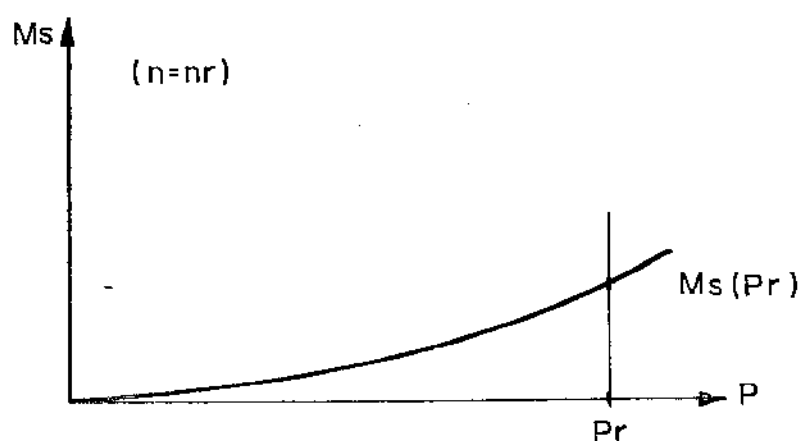


Figura 3.4. Torque absorvido pelas vazões de fuga como função da pressão.

Temos também uma outra curva que é o torque absorvido na entrada M_a em função da pressão de saída da U. H. Como não há

perdas hidrodinâmicas o torque n_a medido é a soma dos torques de atrito seco, viscoso e absorvido pelas fugas. Assim (ver Figura 3.5)

$$M_a = M_v + M_f + M_s$$

ou

$$M_f = M_a - M_v - M_s \quad (3.7)$$

Se medirmos M_a quando a pressão atingir o valor da pressão de referência, e mantendo $M = M_r$, tal como na Figura 3.5, a expressão (3.7) se torna

$$M_{fr} = M_a(P_r) - M_{vr} - M_s(P_r) \quad (3.8)$$

Temos assim o último parâmetro que nos faltava para caracterizar a unidade hidrostática.

Uma das grandes vantagens deste tipo de teste é que ele absorve apenas frações da potência capaz de ser convertida pela unidade.

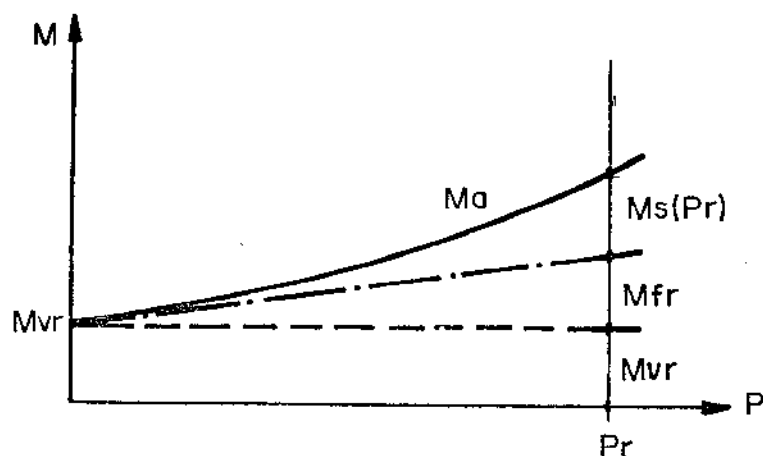


Figura 3.5. Torque absorvido função da pressão para válvula de bloqueio fechada.

3.2. EXPERIMENTOS COM TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS

O levantamento dos parâmetros característicos, ou seja dos valores de referência das perdas, em uma transmissão hidrostática tipo "U.H.V-U.H.F" montada, é a finalidade desta seção. O processo descrito abaixo pode ser, e mesmo deve ser realizado em uma instalação que seja a instalação de trabalho ou outra com características bastante próximas da primeira. Como veremos os valores de perdas hidrodinâmicas M_{hr} incluem as perdas nas tubulações e acessórios da instalação. Portanto se quisermos que os parâmetros aqui retirados sejam usados para simular ou analisar as condições de operação de uma T. H. em determinada instalação, seria mais adequado que os experimentos fossem feitos "in loco".

Os experimentos aqui propostos tem uma outra limitação que pode ser formulada como segue. Se não conhecemos os valores de referência de nenhuma das unidades hidrostáticas, então necessariamente temos que assumir que os valores de referência das perdas das duas unidades ou são iguais ou são proporcionais ao deslocamento volumétrico das unidades. Caso existam dados sobre uma das unidades (que podem ser obtidos em experimentos iguais aos da seção 3.1) então este procedimento permite determinar as características da outra unidade.

No nosso caso, para ilustrar o raciocínio, vamos considerar que as duas unidades (U.H.V., U.H.F) possuem o mesmo deslocamento volumétrico máximo e mesmos valores de perdas de referência. O circuito da instalação sobre a qual vamos raciocinar é idêntico ao circuito da Figura (1.7).

3.2.1. Experimento com eixo de saída livre (sem carga)

A T.H. está operando com ($\beta > 0$) ou seja a unidade variável trabalha como motor. Se não há carga no eixo de saída então não há diferença de pressão nas linhas ($P = 0$), isto implica em não haver perdas por fugas ($Q_{st} = 0$) nem por atrito seco ($M_{ft} = 0$).

Fazendo inicialmente ($\alpha = 0$) não vamos ter vazão circulando na transmissão e conseqüentemente também não temos perdas hidrodinâmicas na instalação ($M_{ht} = 0$). Se existe uma rotação n_1 e

um torque M_a é consumido na entrada então ele se destina a prover as perdas por atrito viscoso na unidade variável (M_{v1})

$$M_a = M_{v1} \quad (3.9)$$

Sea rotação na entrada for igual ao valor de referência n_r então o torque medido será o torque de referência consumido pelo atrito viscoso na unidade "1".

$$\begin{aligned} M_a(n_r) &= M_{vr} & \alpha &= 0 \\ & & p &= 0 \end{aligned} \quad (3.10)$$

Obtemos assim o nosso primeiro valor de referência (M_{vr}). Numa próxima etapa aumentamos o valor de α de modo que haja vazão no circuito e rotação da unidade "2" (fixa). Agora obviamente introduzimos perdas hidrodinâmicas nas duas unidades (M_{h1} , M_{h2}) e perdas por atrito viscoso na U.H.F. O torque M_a medido na entrada será

$$\begin{aligned} M_a &= M_{v1} + M_{v2} + M_{h1} + M_{h2} & \alpha &\neq 0 \\ & & p &= 0 \end{aligned} \quad (3.11)$$

Sabemos porém que as perdas por atrito viscoso são proporcionais às rotações, logo

$$\frac{M_{v1}}{n_1} = \frac{M_{v2}}{\alpha n_1}$$

ou

$$M_{v2} = \alpha \cdot M_{v1} \quad (3.12)$$

Podemos escrever que a perda total por atrito viscoso na T.H., M_v (T.H.) será

$$M_v(T.H.) = M_{v1} + M_{v2} = (1 + \alpha) M_{v1} \quad (3.13)$$

obviamente se a rotação for a de referência ($n = n_r$), (3.13) fica

$$M_{vr}(T.H.) = (1 + \alpha) M_{vr} \quad (3.14)$$

Para unidades geometricamente semelhantes como a vazão que circula pelas mesmas é praticamente igual, é lícito supor que as perdas hidrodinâmicas sejam iguais

$$M_{h1} = M_{h2} = \alpha^3 \left(\frac{n}{n_r} \right)^2 M_{hr} \quad (3.15)$$

A perda hidrodinâmica na transmissão $M_h(T.H.)$ será

$$M_h(T.H.) = M_{h1} + M_{h2} = 2 \alpha^3 \left(\frac{n}{n_r} \right)^2 M_{hr} \quad (3.16)$$

Quando a rotação atingir o valor de referência (3.16) se torna

$$M_{hr}(T.H.) = 2 \alpha^3 M_{hr} \quad (3.17)$$

De (3.14) e (3.17) a equação (3.11) pode ser escrita

$$M_a = M_{vr} (1 + \alpha) + 2 \alpha^3 M_{hr} \quad (3.18)$$

As diversas componentes da equação (3.18) estão mostradas na Figura (3.6) em função de α .

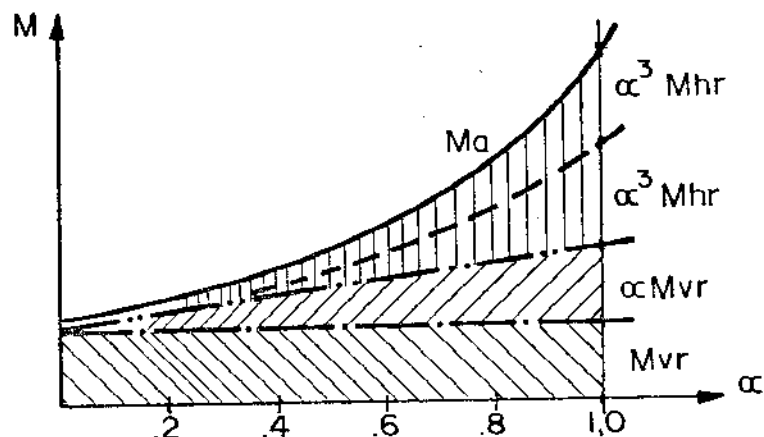


Figura 3.6. Torque de perdas em uma T.H. com eixo de saída livre.

Podemos calcular o valor de M_{hr} de (3.18) para qualquer valor de α . Para maior facilidade e precisão de cálculo, adotamos $\alpha = 1$. Assim

$$M_{hr} = \frac{M_a - 2 M_{vr}}{2} \quad (3.19)$$

A equação (3.19) nos fornece o segundo valor de referência procurado. Deve-se notar que as perdas hidrodinâmicas ocorridas na tubulação também estão incluídas no valor de referência calculado por (3.19). Estas perdas na tubulação e acessórios estão divididas igualmente e acrescidas nos valores de referência de cada unidade. Justifica-se, agora, a observação feita no início da seção (3.2).

Podemos então colocar as perdas por atrito viscoso $M_v(TH)$ e atrito hidrodinâmico $M_h(T.H.)$ em função dos valores de referência de uma das unidades e das variáveis de operação. Assim

$$M_v(T.H.) = \frac{n}{n_r} (1 + \alpha) M_{vr} \quad (3.20)$$

$$M_h(T.H.) = 2 \alpha^3 \left(\frac{n}{n_r} \right)^2 M_{hr} \quad (3.21)$$

3.2.2. Experimento com eixo de saída bloqueado ($n_2 = 0$)

Se o eixo de saída estiver bloqueado não há perdas hidrodinâmicas nem de atrito viscoso na unidade fixa. Variando ligeiramente o valor de α provocaremos um acréscimo de pressão no circuito. O deslocamento α_s em função de pressão é o deslocamento volumétrico necessário para repor as perdas por fugas. Nestas condições existem perdas por fugas nas duas unidades, perdas por atrito seco e viscoso na unidade variável. Elas absorvem o torque medido na entrada.

O primeiro passo consiste em levantarmos uma curva do deslocamento volumétrico total α_{st} em função da pressão P , tal como mostra a Figura (3.7). Como as vazões de fuga são supostas iguais nas duas unidades então

$$\alpha_{st} = 2 \alpha_s \quad (3.22)$$

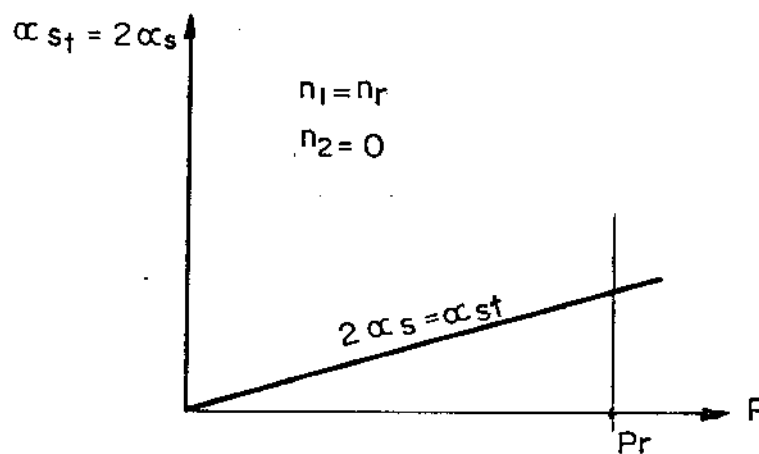


Figura 3.7. Deslocamento volumétrico de fugas em função da pressão.

A vazão consumida pelas fugas, Q_{st} , considerando a velocidade de rotação de entrada igual ao valor de referência será

$$Q_{st}(T.H.) = 2 Q_s(U.H.) = 2 \alpha_s n_r q_o \quad (3.23)$$

O torque consumido para fornecer esta vazão é de (3.23), (2.19), (2.20) e (1.10)

$$M_{st}(T.H.) = 2 \alpha_s \frac{P}{P_r} M_{or} \quad (3.24)$$

Para calcularmos o valor das vazões de fuga de referência de uma unidade Q_{sr} , recordamos a fórmula (2.31)

$$\alpha_s = \frac{P}{P_r} \cdot \frac{n_r}{n} \cdot \frac{Q_{sr}}{Q_{or}} \quad (2.31)$$

Se traçarmos $\alpha_s(P)$, na Figura (3.7), com a rotação de referência n_r então medindo o valor de α_s quando $P = P_r$ em (2.31) temos

$$\alpha_s(P_r, n_r) = \frac{Q_{sr}}{Q_{or}}$$

ou

$$Q_{sr} = \alpha_s(n_r, P_r) Q_{or} \quad (3.25)$$

que é mais um valor de referência procurado.

O torque absorvido para a tração da curva (3.7) M_a é

$$M_a = M_{sl} + M_{s2} + M_{fl} + M_{vl}$$

ou

$$M_a(T.H.) = M_{st}(T.H.) + \frac{P}{P_r} M_{fr} + \frac{n}{n_r} M_{vr}$$

ou ainda de (3.24)

$$M_a(T.H.) = 2 \alpha_s \frac{P}{P_r} M_{or} + \frac{P}{P_r} M_{fr} + \frac{n}{n_r} M_{vr} \quad (3.26)$$

O torque medido M_a quando $n = n_r$ e $P = P_r$ fornece o último valor de referência procurado

$$M_{fr} = M_a(T.H., n_r, P_r) - M_{vr} - 2 \alpha_s(P_r, n_r) \cdot M_{or} \quad (3.27)$$

A equação (3.26) e (3.27) estão mostradas na Figura (3.8).

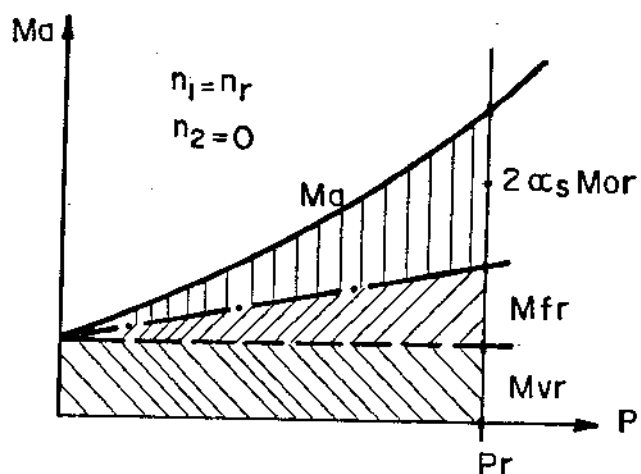


Figura 3.8. Composição do torque absorvido com eixo de saída bloqueado.

Os valores das perdas nesta transmissão em função das variáveis de operação e das perdas de referência de uma unidade são

$$Q_s (T.H.) = 2 \frac{P}{P_r} Q_{sr} \quad (3.28)$$

$$M_s (T.H.) = 2 \alpha_s \frac{P}{P_r} M_{or} \quad (3.29)$$

$$M_f (T.H.) = 2 \frac{P}{P_r} M_{fr} \quad (3.30)$$

CAPÍTULO 4

CAPÍTULO 4: DESCRIÇÃO DE UMA BANCADA PARA ENSAIO DE UMA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

O objetivo deste capítulo é descrever a montagem de uma bancada que permita ensaiar uma transmissão hidrostática de forma a possibilitar uma avaliação do modelo matemático proposto no capítulo II.

A transmissão hidrostática disponível no Laboratório do "GEPROM" consiste de uma bomba de pistões axiais com deslocamento volumétrico variável e um motor, também de pistões axiais, com deslocamento fixo. O circuito hidráulico, é do tipo "fechado" onde se destacam dois sub-circuitos. O primeiro sub-circuito ou circuito principal é o circuito de transmissão de potência propriamente dito, ao passo que outro sub-circuito cumpre funções auxiliares que serão descritas na seção (4.2). Esta T. H. permite a inversão do sentido de vazão e, conseqüentemente inversão do sentido de rotação do motor. O mesmo, porém, não acontece no que diz respeito à "regenerabilidade" da transmissão. Ele não é regenerativa, ou seja, não podemos inverter as funções da bomba e motor, respectivamente. As principais características da transmissão estão listadas a seguir:

a) Deslocamento volumétrico máximo (q_o)

Bomba	Circuito principal	7,958 m ³ /rad	(50 cm ³ /rota ção)
	Circuito auxiliar	1,352 m ³ /rad	(8,5 cm ³ /ro- tação)
Motor		7,958 m ³ /rad	(50 cm ³ /rota ção)

b) Velocidades máximas (n_{max})

Bomba	314,16 rad/s	(3000 RPM)
Motor	314,16 rad/s	(3000 RPM)

c) Pressões de trabalho máximas (P_{max})

Bomba	3,5 x 10 ⁷ N/m ²	(350 kp/cm ²)
Motor	3,5 x 10 ⁷ N/m ²	(350 kp/cm ²)

d) Potências máximas desenvolvidas ($W_{\max}$)

Bomba	95 kW (130 CV)
Motor	95 kW (130 CV)

e) Fabricante: T.H.L. - Transmissões Hidrostáticas S.A.
(Linde Hydraulics)

f) Especificação

Bomba tipo PV50 TGRMKNHZ
Motor tipo MF50 TM

Nas secções que se seguem vamos descrever a bancada sob o prisma da montagem mecânica propriamente dita, do circuito hidráulico da transmissão e da instalação elétrica. No Apêndice 3, podemos encontrar uma descrição detalhada dos dados dos equipamentos usados na bancada.

4.1. DESCRIÇÃO DA MONTAGEM MECÂNICA

4.1.1. Estrutura para uma transmissão hidrostática

A Figura 4.1. ilustra o esquema da montagem mecânica principal. Ele é composta de dois conjuntos de estruturas. O primeiro conjunto é uma estrutura que compreende um motor elétrico de corrente contínua (1), um torquímetro-tacômetro (3) acoplado em linha entre o motor elétrico e uma bomba hidrostática (4). O motor elétrico de corrente contínua disponível desenvolve 18 kW (25 CV) o que representa uma limitação significativa imposta à nossa bancada. Este é o conjunto responsável pelo acionamento do sistema.

O segundo conjunto é composto pelo motor hidrostático (6), por um gerador de corrente contínua (9) que faz as vezes de carga para o sistema. Motor e gerador estão acoplados por um torquímetro-tacômetro associado em linha (3). Ver foto (4.F.2). Os dois conjuntos estão intercalados por mangueiras e conexões, permitindo uma certa flexibilidade no que se refere à movimentação do sistema. Pa

ra efetuarmos medidas de pressão, ou melhor, de diferença de pressão entre os ramos de alta e baixa pressão foram instalados dois transdutores de pressão (10A) e (10B), um em cada ramo. Ver foto (4F.3).

A instalação descrita até o momento permite a determinação dos torques e rotações na entrada e saída do sistema (n_1 , n_2 , M_1 , M_2), bem como a diferença de pressão nas linhas (P). Existe porém mais uma grandeza que necessitamos determinar que é a medida da variação do deslocamento volumétrico, α . Embora não esteja mostrado na Figura 4.1., instalou-se um transdutor indutivo de deslocamento angular que possibilita a obtenção do parâmetro α . Ver foto 4F.1 e 4F1-A.

4.1.2. Acessórios da bancada

Pretendemos neste ponto descrever sucintamente os transdutores utilizados na medição das grandezas de operação do sistema.

a) Transdutores de pressão

Já mencionamos que as pressões de trabalho das T. H. são bastante elevadas. No caso do nosso sistema a pressão máxima é da ordem de $3,5 \times 10^7$ N/m² (350 kp/cm²). Como o laboratório não dispõe de transdutores para esta faixa de pressão, construímos um transdutor com auxílio de uma célula de carga da forma como mostrado no esquema da Figura 4.2 (ver também foto 4.F.3). A idéia é bastante simples e o transdutor consiste de um cilindro (5A, 5B) cujo pistão (4), de área conhecida, atua sobre uma célula de carga (3). Conhecendo-se a força que atua sobre a célula de carga e a área do pistão sabemos a pressão que atua na linha ligada ao cilindro. Para evitar vazamentos devido à folga entre cilindro e pistão dividimos o cilindro em duas partes 5A e 5B e inserimos entre elas uma membrana de material consideravelmente elástico. É óbvio que se o material não for suficientemente elástico sua resistência à deformação influirá na medida da pressão. Também o atrito entre pistão e cilindro afeta a medida de pressão. Logo, deve-se efetuar uma calibração nestes transdutores que leve em conta estes fatores.

A célula de carga utilizada é um transdutor de força que utiliza 4 extensômetros formando uma ponte de "Wheatstone" completa com compensação de temperatura. Tal transdutor associa força a uma deformação de um elemento com características conhecidas. Para maiores detalhes consulte-se a referência [31] que é uma obra padrão em análise experimental de tensões e deformações.

b) Torquímetros-tacômetros

Os equipamentos indicados pelo número (3), na Figura 4.1 são transdutores tanto de torque quanto de rotação. O transdutor capaz de medir torque, torquímetro, é um sistema de extensômetros capaz de medir a deformação angular de um elemento de características conhecidas, via uma ponte completa de "Wheatstone". Essa deformação angular é proporcional, dentro de determinados limites, ao torque que atravessa o torquímetro. O sinal gerado pela deformação dos extensômetros é coletado por um transformador indutivo rotacional e pode ser associado diretamente ao torque que perpassa o torquímetro.

A medida de rotação é feita por um processo distinto. O transdutor de rotação gera uma determinada quantidade de "pulsos" por rotação que deve ser contada por um contador digital que por sua vez produz uma diferença de potencial proporcional ao número de pulsos. Associamos então, a quantidade atual de pulsos medidos com a rotação do eixo acoplado ao tacômetro.

c) Transdutor de deslocamento angular

A nossa bomba hidrostática possui, como pode ser visto na Seção 4.2, um servo-mecanismo que atua sobre a unidade variando continuamente seu deslocamento volumétrico. O acionamento deste servo-mecanismo é feito por uma alavanca cujo deslocamento angular ϕ corresponde à rotação de um "camo" que controla uma servo-válvula hidráulica. Esta servo-válvula por sua vez provoca a variação do deslocamento volumétrico da bomba, q_1 . O fabricante nos previne de que não existe uma relação linear entre o ângulo de rotação do camo da servo-válvula, ϕ , e a variação do deslocamento volumétrico α . Isto quer dizer que ao realizarmos nossos testes vamos ter que levantar a relação entre o ângulo do comando da servo-válvula, ϕ , e α .

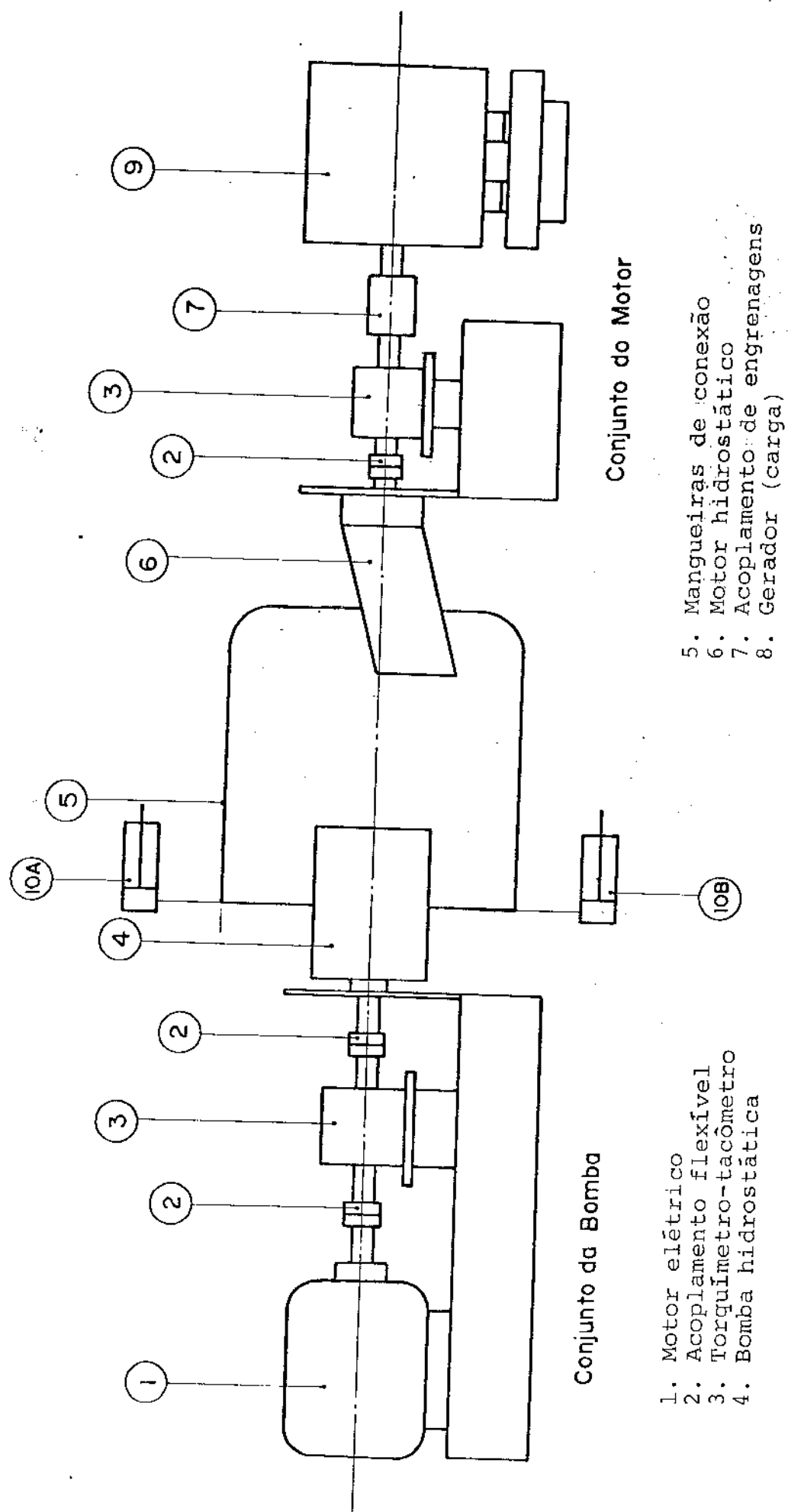


Figura 4.1. Esquema de montagem de uma bancada para ensaio de uma T. H.

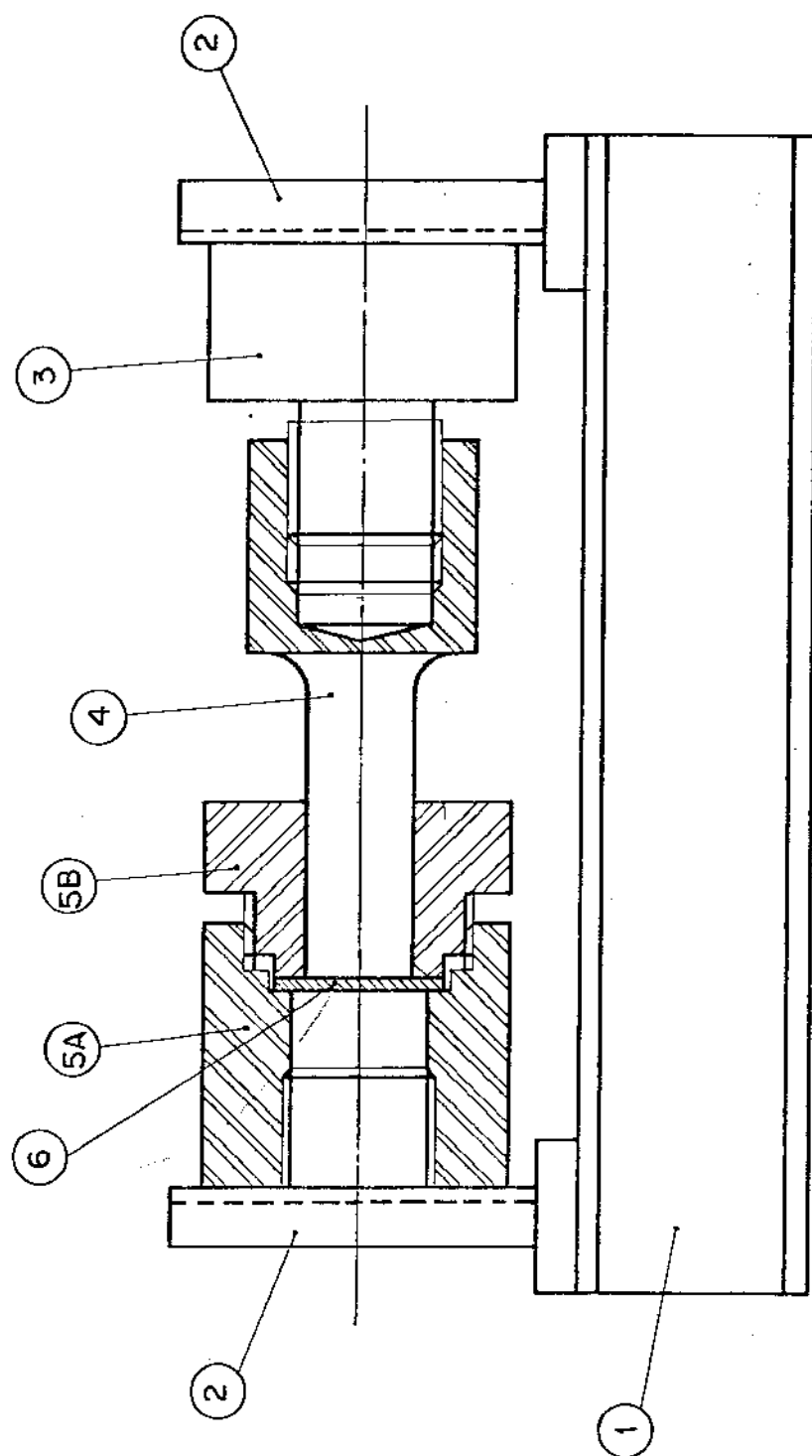


Figura 4.2. Esquema de um transdutor de pressão com utilização de uma célula de carga.

De qualquer forma, o controle externo da variação do parâmetro α é dado pelo ângulo ϕ , de acionamento da servo-válvula. Esta é, pois, outra grandeza que devemos medir. Para medirmos ϕ e consequentemente determinarmos α , fazemos uso de um transdutor de deslocamento angular que é um "transformador diferencial variável de rotação", RVDT. Este transdutor é do tipo passivo e indutivo e baseia-se no princípio de que o movimento relativo entre o núcleo magnético um conjunto de espiras cria uma diferença de potencial nas mesmas, que é proporcional ao deslocamento do núcleo. Para maiores detalhes referir-se à referência [32].

Pensamos que tenha ficado claro que a bancada e os transdutores, até o presente momento descritos, possibilitam a medição de todas as grandezas necessárias para o ensaio da transmissão hidrostática, quais sejam, torques e rotações de entrada e saída, diferença de pressão entre as duas linhas e variação do deslocamento volumétrico da bomba.

4.2. CIRCUITO HIDRÁULICO

A Figura 4.3 mostra um esquema do circuito hidráulico utilizado pela transmissão hidrostática em questão. Percebe-se imediatamente que a bomba possui dois sub-circuitos, como já foi mencionado. O circuito principal é composto pela bomba de pistões radiais de deslocamento variável e pelo motor de deslocamento fixo. É por este circuito que a potência que circula pelo sistema é transmitida. Podemos verificar que fazem parte integral da bomba duas válvulas limitadoras de pressão interligando as linhas de alta e baixa pressão. Aqui estas válvulas estão reguladas para abrirem a uma pressão de trezentos e cinquenta atmosferas que é a pressão limite de trabalho do circuito de potência. Neste circuito estão incluídos também os dois cilindros que operam como transdutores de pressão e, um manômetro para fins de monitoramento.

A unidade de deslocamento variável possui também : como montagem integral uma bomba de engrenagens que alimenta o que aqui chamaremos de circuito auxiliar. As funções desta bomba auxiliar compreendem o fornecimento de pressão e vazão para acionar a servo-válvula responsável pela variação do deslocamento volumétrico da uni-

429 A / BC

dade de pistões axiais. Tal pressão está limitada por válvula reguladora a uma pressão de $3 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ (30 kp/cm^2). O circuito auxiliar também é responsável pela lubrificação de alguns componentes da unidade, bem como pela filtragem do óleo e seu resfriamento através de um trocador de calor. Na nossa montagem curto-circuitamos as ligações relativas ao resfriamento do óleo devido ao fato de não operarmos de forma contínua com altas potências axiais, pelo contrário, os testes que vamos efetuar são de pouca duração, intermitentes e consomem pouca potência. A bomba auxiliar de engrenagens também possibilita a lubrificação e resfriamento do motor hidrostático além de fornecer uma contra-pressão nas duas linhas do circuito principal de $6 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ (6 kp/cm^2), o que impede a cavitação na sucção da bomba e eventualmente complementa as perdas por fugas que ocorrem no circuito principal das unidades hidrostáticas.

A instalação desta transmissão exige também um reservatório de óleo que está basicamente ligado ao circuito auxiliar. Suas finalidades são fornecer óleo para a bomba de engrenagens, bem como absorver de volta esta mesma vazão após ela ter passado pelo circuito auxiliar. Existe também uma conexão entre o ponto mais alto da bomba hidrostática e o tanque que serve como purgador de ar. Supomos evidente que o tanque de óleo também cumpre outras funções no circuito, tais como resfriamento e aeração do óleo, além de permitir tempo para eliminação de bolhas. O volume do reservatório é de um pouco mais de duas vezes a vazão da bomba de engrenagens auxiliar em velocidade máxima o que, a rigor, está abaixo do volume adotado na prática para reservatórios de óleos para circuitos hidráulicos. No reservatório instalamos também um termômetro que permitisse o monitoramento da variação da temperatura do fluido durante os testes.

Estudando o circuito da Figura 4.3 vemos que existe uma substancial diferença de construção e número de componentes entre a U.H.V. e a U.H.F.. Isto significa que dificilmente as duas unidades terão os mesmos valores de perdas de referência.

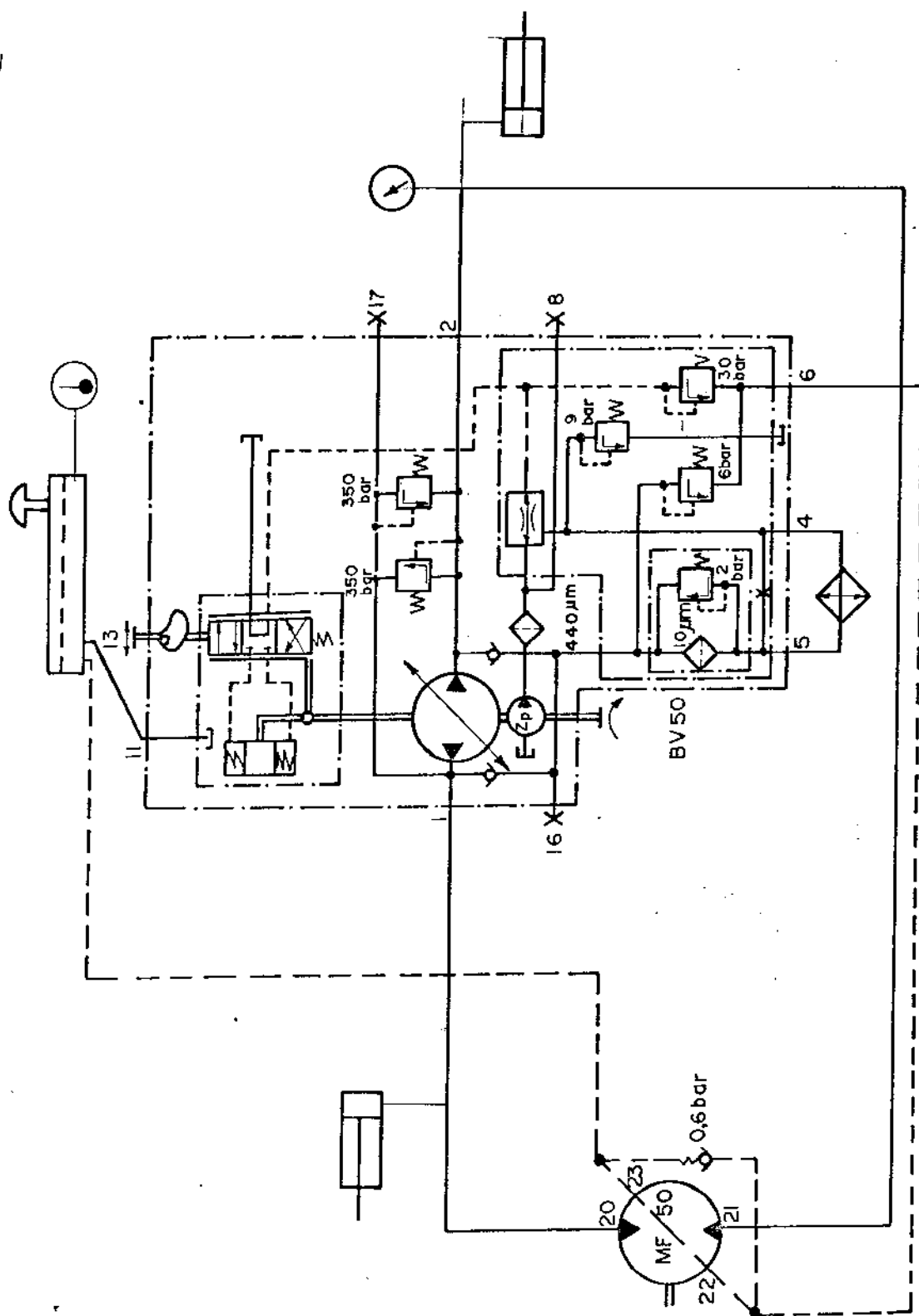


Figura 4.3. Esquema do circuito hidráulico da transmissão hidrotática em estudo.

4.3. CIRCUITOS ELÉTRICOS

Pretendemos nesta seção dar uma breve noção do condicionamento de sinal a que estão submetidos as saídas dos diversos transdutores, descrever o sistema de aquisição de dados utilizados no ensaio e comentar o tipo de controle feito nas máquinas elétricas que operam como acionamento e carga do sistema.

4.3.1. Circuitos dos transdutores

- a) Células de carga dos transdutores de pressão. As células de carga são constituídas de "strain-gages" resistivos formando uma ponte de Wheatstone completa com compensação de temperatura. A ponte deve ser excitada externamente por uma fonte C.A. ou C.C.. Em ambos os casos, o sinal dele ser tratado, sendo que para excitação em C.C. basta que amplifiquemos o sinal de forma a torná-lo compatível com o equipamento de leitura. Nesta montagem, porém, usamos um condicionador de ponte para extensômetros que nos fornece uma série de outras facilidades como calibração automática, múltiplas tensões de excitação, regulagem da sensibilidade e do ganho do equipamento.
- b) Torquímetros. Os torquímetros usados possuem uma série de extensômetros formando uma ponte de Wheatstone completa associada ao seu eixo. Tanto a excitação quanto a retirada do sinal, proveniente do desbalanceamento da ponte é feito de maneira indutiva, como mostra a Figura 4.4, ou seja, sem que haja contato entre as partes móveis e fixas. O sinal deve ser amplificado, ou seja demodulado, filtrado e amplificado antes que se possa medi-lo apropriadamente. Aqui também usamos um "condicionador de ponte" que permite as mesmas vantagens mencionadas no parágrafo anterior.

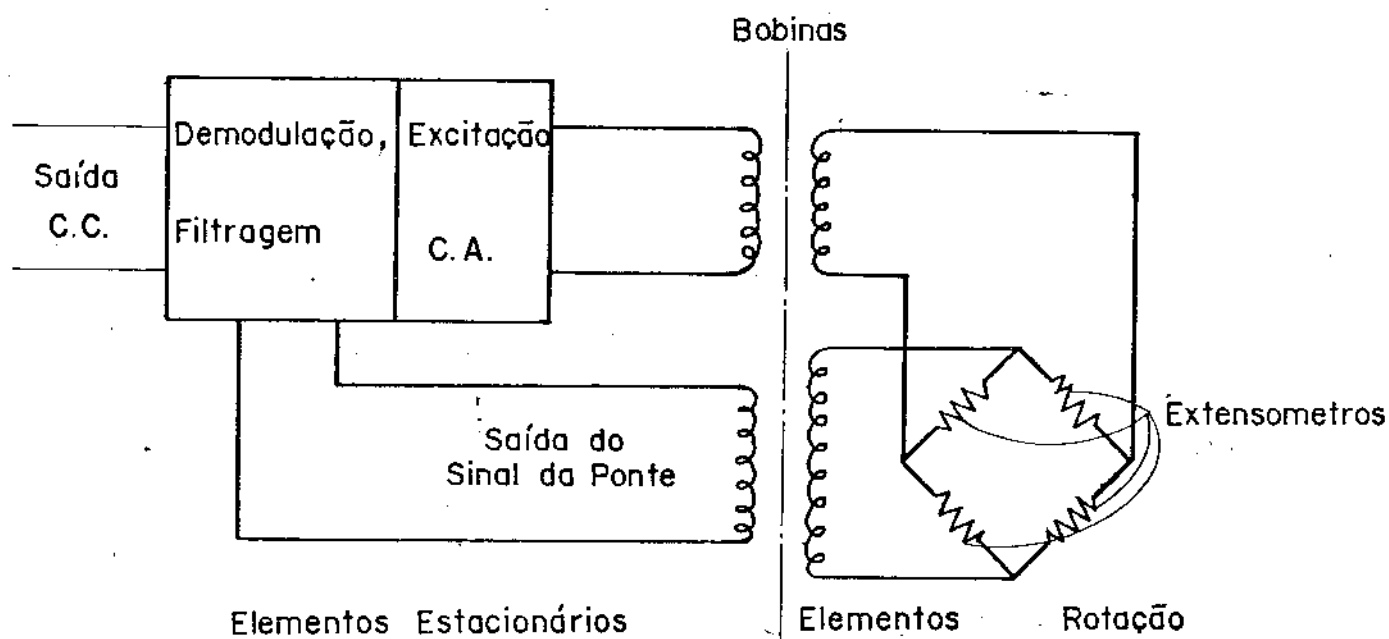


Figura 4.4. Esquema de tratamento de sinal em um transformador rotativo operando como torquímetro.

- c) Tacômetros. Os medidores de rotação produzem pulsos de tensão através de fotodiodos ou por efeito indutivo os quais passam por um "Schmit Trigger" que os transforma em pulsos quadrados e a seguir por um conversor de frequência de voltagem. Esta voltagem normalmente é amplificada antes de ser medida. Este é o esquema básico do tratamento de sinal dos transdutores que utilizamos.

- d) Transformador diferencial variável de rotação. O princípio de funcionamento deste transdutor de deslocamento angular está mostrado na Figura 4.5. Constitui-se de uma bobina principal e duas bobinas secundárias em relação as quais um núcleo magnético tem um movimento angular excêntrico, causando uma diferença de potencial entre as bobinas secundárias. No caso do transdutor que usamos sua excitação é de corrente contínua o que implica em um tratamento de sinal feito no próprio transdutor como mostra o esquema da Figura 4.6.

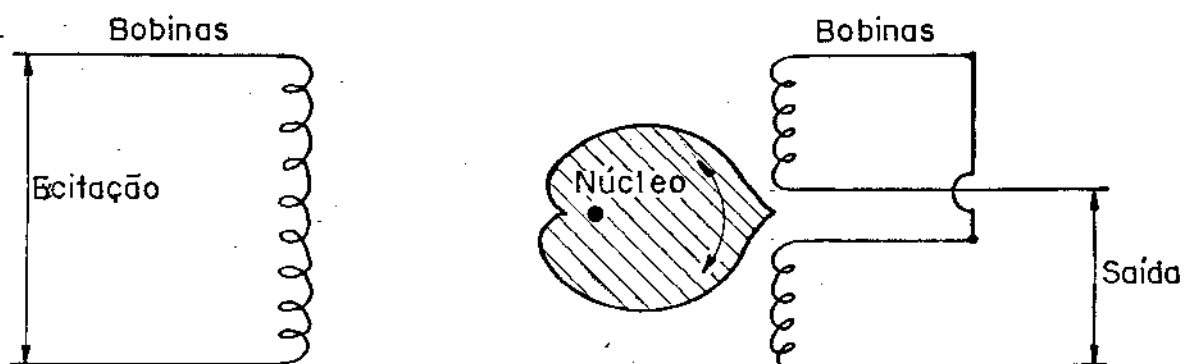


Figura 4.5. Princípio de funcionamento de um transformador diferencial variável de rotação.

A referência [32] trata explicitamente deste tipo de transdutor indutivo. A fotografia 4.F.4 mostra uma visão da banca de instrumentos e condicionadores que são necessários ao tratamento dos sinais da forma como tentamos descrever neste capítulo.

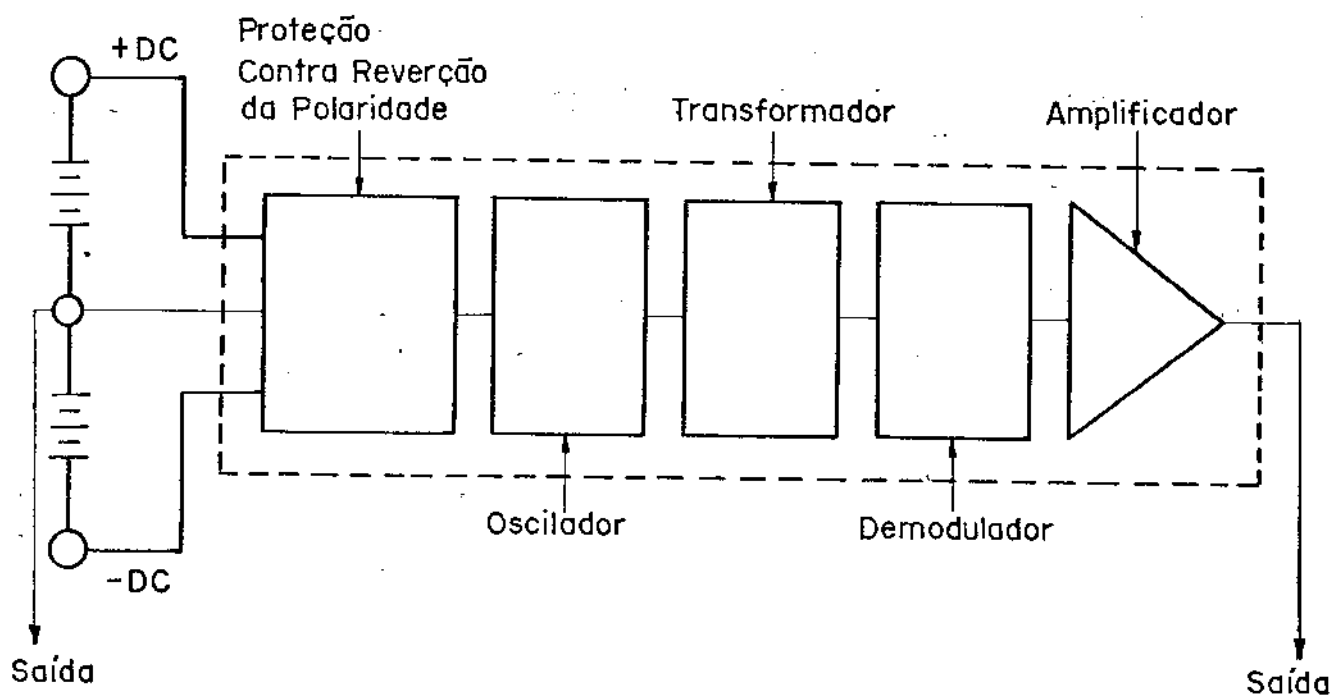


Figura 4.6. Tratamento do sinal em um transdutor angular excitado com corrente contínua.

Todos os condicionadores de sinal provenientes dos transdutores possuem saída analógica em corrente contínua passíveis de serem medidos em um sistema de aquisição de dados, que passamos a descrever a seguir.

4.3.2. Sistema de aquisição de dados

O ensaio completo de nossa transmissão hidrostática requer a medição de 7 grandezas, a saber, n_1 , n_2 , M_1 , M_2 , P_a , P_b e α . Um levantamento destas variáveis via medição visual somente permitiria o ensaio da transmissão de forma quase estática, ou seja, a manutenção de determinada forma de operação durante o tempo em que se fizesse a leitura de todas as variáveis. Além disso posteriormente necessitaríamos digitar estas informações para futuro processamento em computador. Logo este procedimento além de trabalhoso, impõe certas limitações à execução dos testes.

Podemos superar estas limitações e potencializar muito nossos testes em número de medidas, bem como ensaiar a transmissão em condições de operação não estacionárias se utilizarmos o sistema de aquisição de dados disponíveis no Laboratório do GEPRON. Este sistema consiste basicamente de 3 componentes a saber:

- a) Um voltímetro digital capaz de efetuar medidas com uma frequência de amostragem de até 5,7 kHz. Este voltímetro pode ser programado em termos do número de pontos a serem amostrados e do intervalo entre as amostragens. O sistema pode ser programado interna ou externamente. No caso de programação interna ela é feita através de uma interface que o conecta com um computador digital. Os dados amostrados pelo voltímetro passam por uma conversão analógico/digital e são enviados à memória do computador-controlador.
- b) Um voltímetro digital de maior resolução, capaz de medir diferenças de potencial, correntes e resistências além de possuir diversas outras funções programáveis. Como o instrumento anterior ele pode ser programado interna e externamente, via uma interface com computador digital. Os dados amostrados também passam por um conversor A/D e em seguida à memória do computador-controlador. Sua velocidade de amostragem é inferior a 30 Hz.

c) Um "scanner", ou seja, um instrumento capaz de fechar e abrir "relês" na sequência em que ele foi programado. Este "scanner" só pode ser programado internamente por uma interface com computador digital. Os relês que o scanner abre ou fecha representam canais por onde passam informações vindas dos transdutores. O scanner possui diversos canais de entrada e somente um canal de saída que pode estar conectado no voltímetro de leitura rápida ou ao voltímetro de maior resolução. Desta forma com um único voltímetro podemos "varrer" diversos instrumentos que estejam acoplados aos canais do scanner. A Figura 4.7 mostra um dos possíveis arranjos para o sistema de aquisição de dados. Esta é a sequência que vamos adotar para fazermos as medições do ensaio da transmissão hidrostática.

Estamos querendo dizer que o sistema composto pelos voltímetros, pelo scanner e pelo computador-controlador viabiliza uma série de testes em nossa transmissão. Dos ensaios que vamos efetuar seguiremos o esquema da Figura 4.7. Aqui os sinais dos sete transdutores estão ligados aos canais zero a seis do scanner, já condicionadas. Por meio de um disparador externo podemos iniciar um ciclo de medições que consiste basicamente no seguinte:

- O scanner fecha um canal e o conecta ao voltímetro digital de maior resolução.
- O voltímetro digital é disparado, fazendo a leitura do valor emitido pelo transdutor ligado no respectivo canal do scanner.
- Após efetuar a leitura do canal conectado o voltímetro converte este sinal analógico em digital e o associa a uma variável na memória do computador.
- O próximo passo consiste no fechamento do próximo canal programado do scanner e da repetição do ciclo de operação de medição acima descrito até que se tenha lido o último canal programado.

Devemos observar que a leitura das diversas grandezas medidas no ensaio não é simultânea, mas é feita com uma frequência de amostragem, no caso, da ordem de 10 Hz, o que implica que nossas grandezas são todas medidas em um período de tempo inferior a um segundo. Claro deve estar que esta sistemática de leitura dos dados

não permite a obtenção de dados relativos a um transiente na situação de operação. A alteração das condições de operação deve ser compatível com a frequência de "varredura" do sistema de aquisição de dados. A fotografia 4.F.5 nos mostra uma vista do sistema de aquisição de dados.

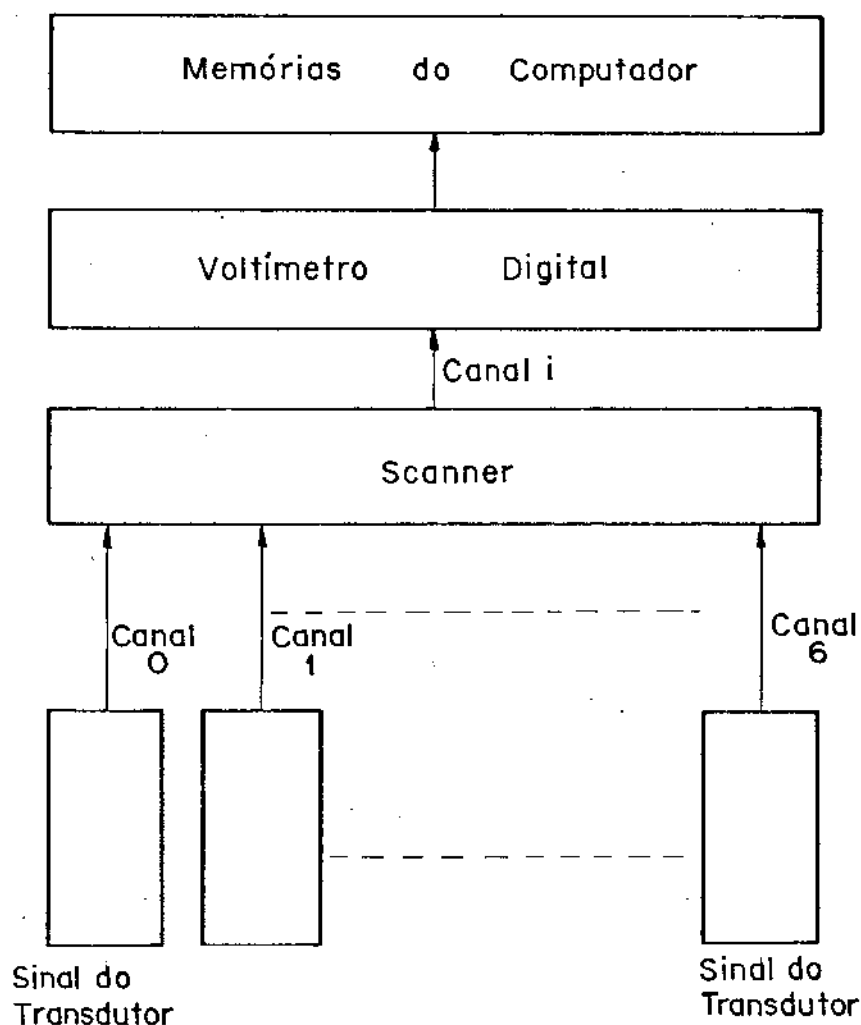


Figura 4.7. Fluxo do sinal no sistema de aquisição de dados.

4.3.3. Alimentação e controle do motor e gerador de corrente contínua

Tanto o motor quanto o gerador utilizados para acionamento e carga da transmissão são máquinas elétricas de corrente contínua com excitação independente. Estas máquinas permitem o controle de velocidade e torque embora os mesmos não sejam independentes entre si. Existem relações determinadas que acoplam tensão na armadura com corrente de armadura, corrente de armadura com fluxo magnético e com torque disponível, fluxo magnético com corrente de campo e ainda rotação com tensão na armadura.

A Figura 4.8 nos mostra um esquema simplificado da alimentação e controle do motor elétrico de acionamento da transmissão. Constitui-se basicamente de um "variac" (1) capaz de regular a tensão de armadura do motor, V_a , de uma ponte retificadora (2), e da armadura do motor propriamente dita (3). O controle do campo também é feita por um "variac" (5) que altera a tensão no campo e ainda por uma ponte retificadora (4).

Uma outra importante limitação da nossa bancada diz respeito à corrente máxima que pode ser dissipada pela ponte retificadora (2). Ela está limitada a 40 ampères o que significa só podermos desenvolver uma potência da ordem de 10 kW no motor elétrico. Cabe ainda a observação de que o gerador dissipa a energia elétrica gerada em um banco de resistências.

Finalizamos este capítulo reiterando a idéia de que ele deve servir para formar um esboço do tipo de instalação que montamos para ensaio da transmissão hidrostática. Diversos detalhes são de difícil inclusão em uma breve descrição, porém, acreditamos não ter omitido nenhuma informação importante para julgar os resultados a serem obtidos através dos ensaios.

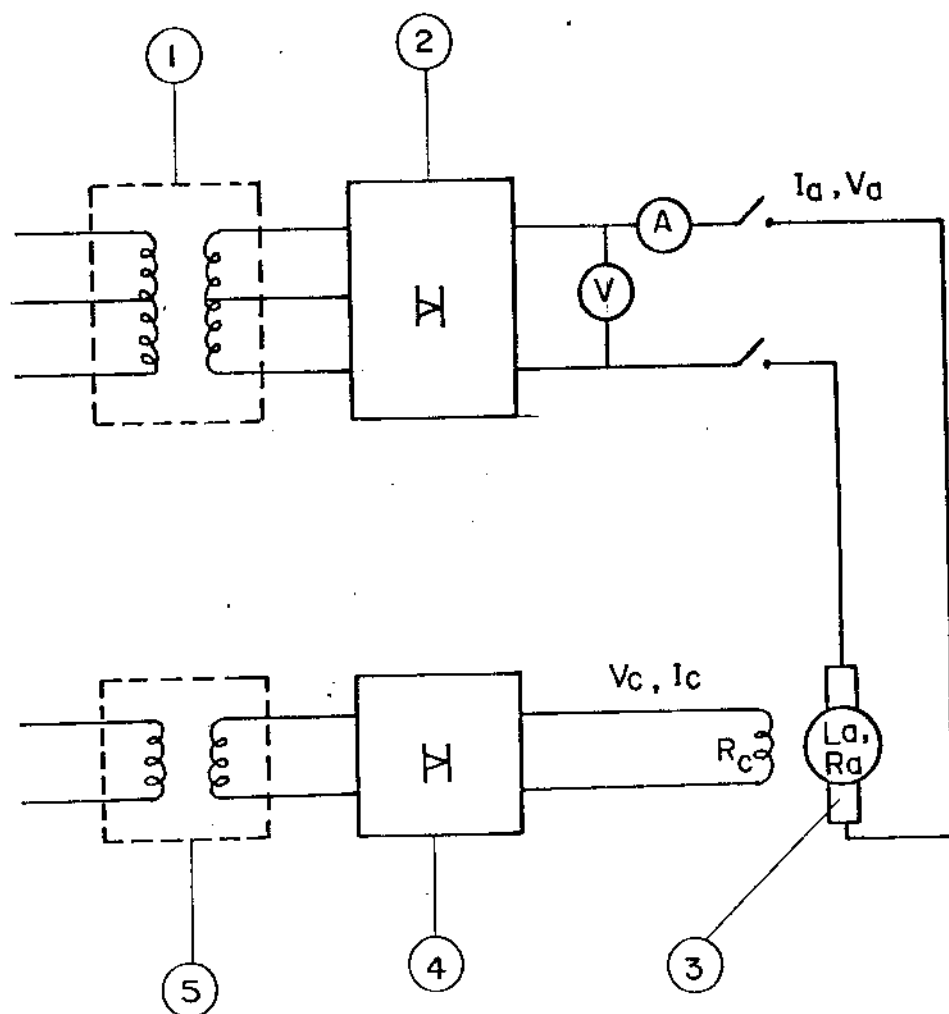
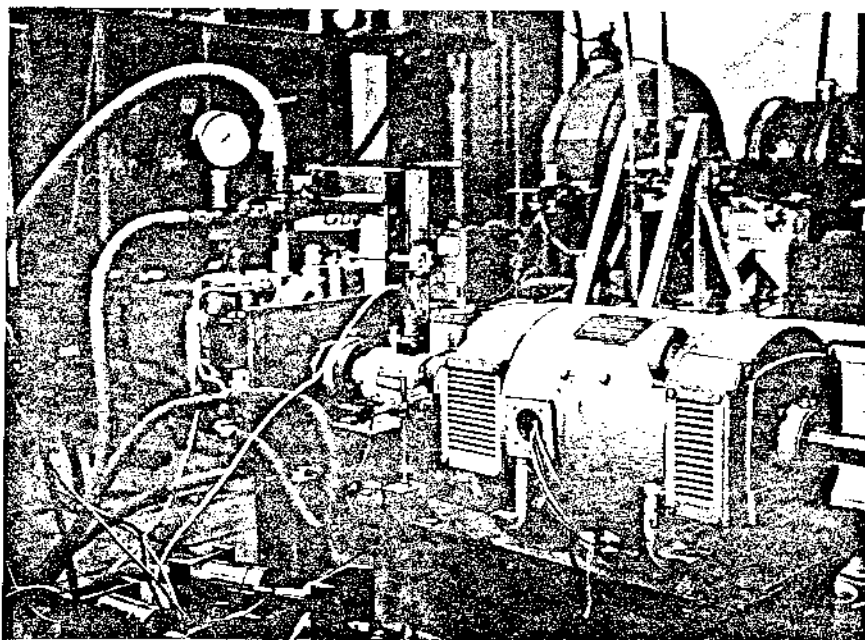
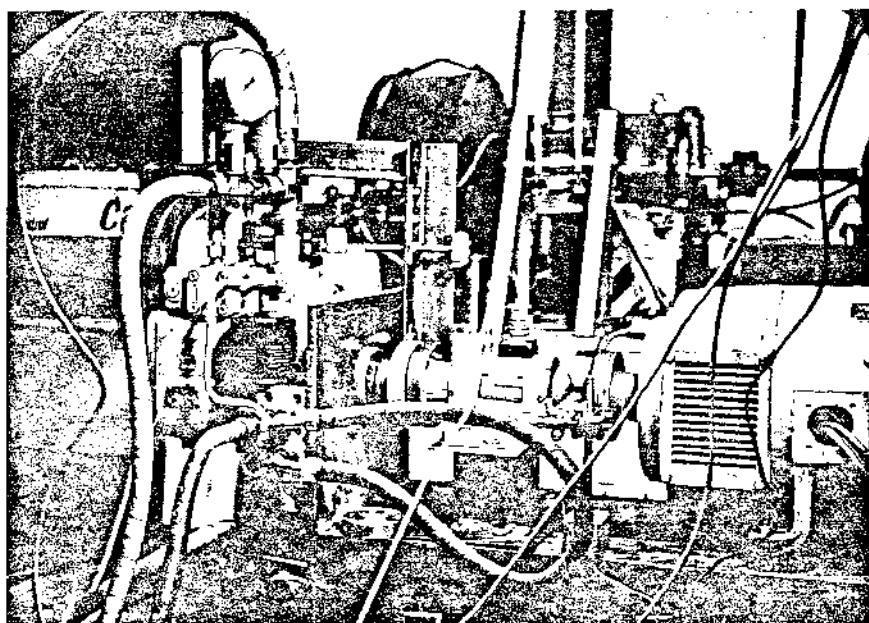


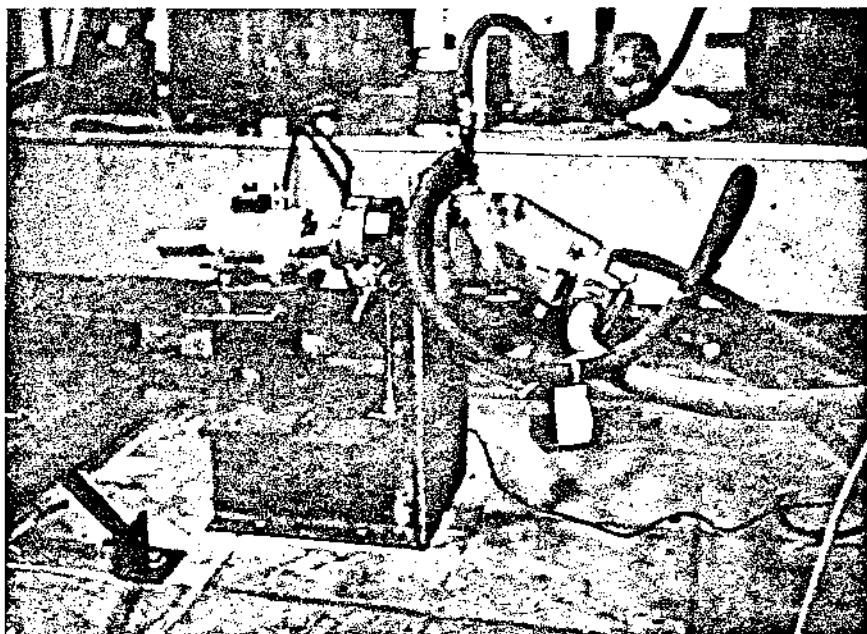
Figura 4.8. Esquema simplificado de alimentação e controle do motor elétrico.



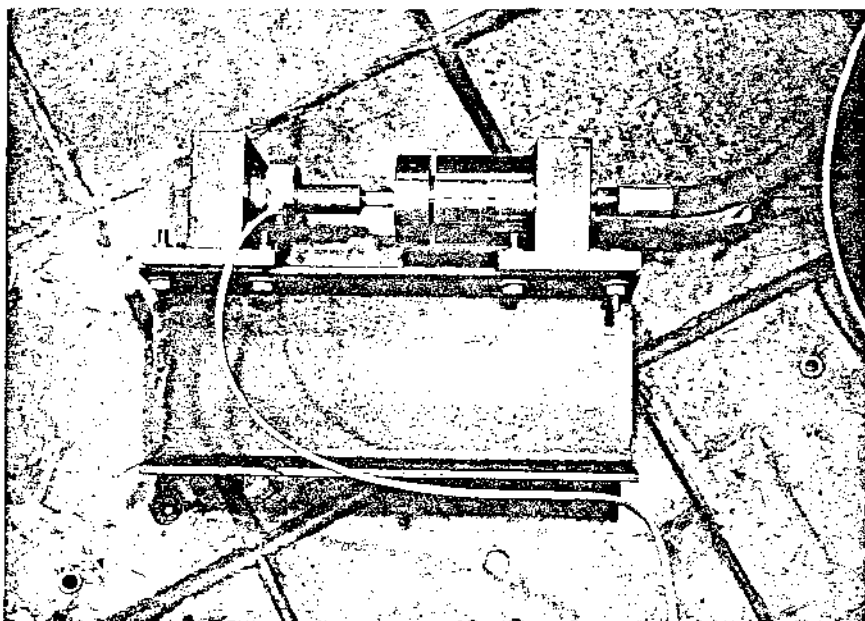
Fotografia 4.F.1. Estrutura do conjunto de acoplamento.



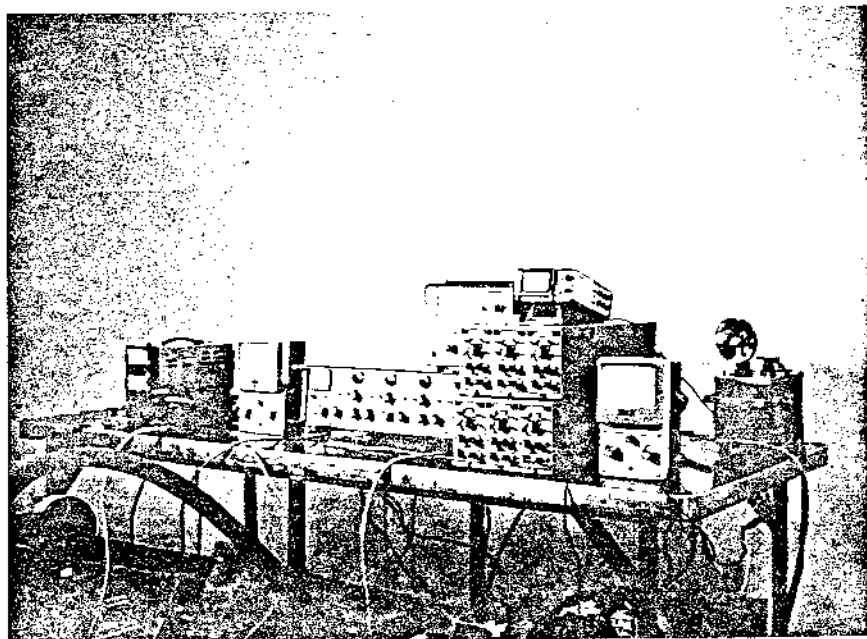
Fotografia 4.F.1-A. Detalhe da instalação da bomba hidros-
tática.



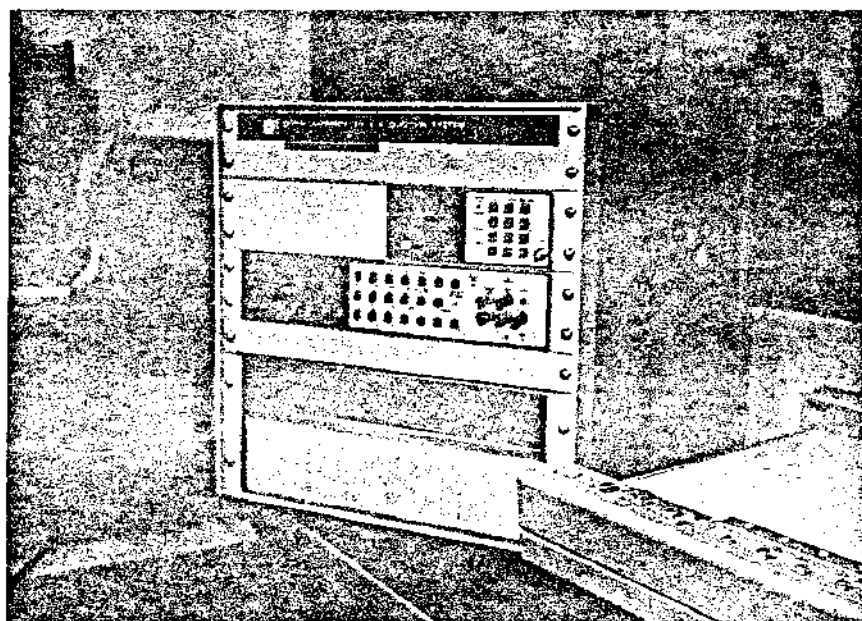
Fotografia 4.F.2. Estrutura do conjunto motor hidrostático gerador elétrico.



Fotografia 4.F.3. Detalhe de um transdutor de pressão.



Fotografia 4.F.4. Vista da bancada de instrumentação.



Fotografia 4.F.5. Detalhe do sistema de aquisição de dados.

CAPÍTULO 5

CAPÍTULO 5: PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DAS TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS SEGUNDO O MODELO PROPOSTO

Embora o título mencione um programa para simulação das transmissões hidrostáticas podemos dividir o trabalho de computação em duas partes distintas. A primeira parte tratará dos programas utilizados no ensaio das transmissões bem como no processamento dos dados obtidos. A segunda parte do capítulo descreverá um programa capaz simular a operação das unidades e/ou transmissões hidrostáticas, segundo o modelo proposto.

Estes programas foram feitos para um computador de mesa HEWLETT-PACKARD 9845A utilizando-se linguagem "BASIC-BEGINNER'S / ALL-PURPOSE SYMBOLIC INSTRUCTION CODE".

5.1. PROGRAMAS PARA PROCESSAMENTO DE DADOS

No capítulo foi mencionado que a nossa transmissão foi ensaiada acoplada a um sistema de aquisição de dados capaz de coletar os dados da transmissão e colocá-los na memória do computador-controlador. O caminho percorrido pelos dados obtidos no ensaio pode ser visto no esquema traçado na Figura 5.1. Vamos tentar descrever brevemente o fluxo dos dados e os programas utilizados.

Foram realizados seis testes na transmissão hidrostática. Como veremos três deles estão ligados à obtenção dos parâmetros característicos da transmissão e outros três destinados à verificação do modelo sob determinada condição de operação da transmissão hidrostática. A sequência dos dados, porém, é basicamente a mesma. O sinal do transdutor passa pelo Scanner, é medido pelo voltímetro que o transforma em um sinal digital e o associa a uma variável na memória do computador. Completado o teste, os dados são colocados em um arquivo em fita magnética em um "record" que depende do número do teste. (Ver Figura 5.1). Uma vez terminados todos os testes temos que tornar as voltagens lidas nos transdutores compatíveis com os dados a serem processados nas equações do Capítulo II. Isto é feito multiplicando-se os respectivos dados pelas constantes que indicam as sensibilidades dos transdutores.

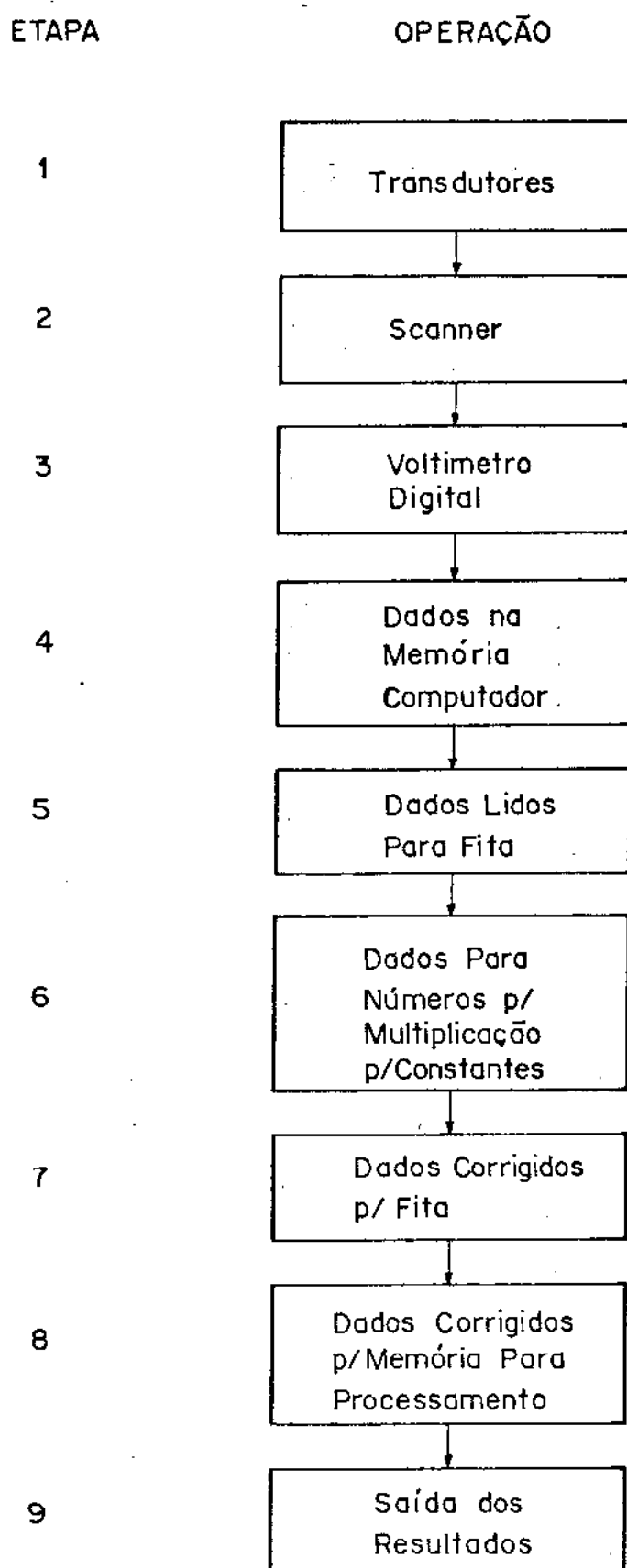


Figura 5.1. Sequência de processamento de dados adquiridos.

Assim os dados são retirados do arquivo da fita e colocados na memória do computador para se tornarem compatíveis para processamento nas equações (etapa 6). Uma vez corrigidos os dados são colocados em um novo arquivo da fita, de onde serão retirados para processamento definitivo (etapa 8). Após o processamento os resultados são explicitados conforme a forma escolhida como veremos no próximo capítulo. O fato de possuímos dois arquivos com basicamente os mesmos dados é uma segurança contra uma eventual falha no manuseio dos mesmos que causasse sua destruição.

Nossa estrutura de dados é uma matriz de dimensões $6 \times 40 \times 7$. As dimensões estão associados, respectivamente, as variáveis k , J e I de forma que podem assumir os seguintes valores

$$0 \leq k \leq 5$$

$$0 \leq J \leq 39$$

$$0 \leq I \leq 6$$

A variável k indica o número do teste, enquanto a variável J indica o número da medição efetuada dentro do teste. Por sua vez I indica o canal (transdutor) lido em uma determinada medição de um determinado teste. Pensamos que com estas informações podemos passar à descrição de cada programa utilizado no processamento das informações. Estes programas também estão armazenados em fita magnética com os nomes que aqui são descritos.

- Programa "Eucli5": é utilizado para, ao sinal de um disparo externo, fechar canais do Scanner, fazer leitura no voltímetro digital e guardar os dados na memória do computador. Repetirá este ciclo tantas vezes quantas forem os canais ativos. Completadas todas as medições J de um teste k , ele criará e/ou armazenará os dados no "record" k do arquivo "Eudaql".
- Programa "Eucli6": este programa retira os dados do teste k do "record" k do arquivo "Eudaql", colocando-os na memória do computador.
- Programa "Eucli9": análogo ao programa "Eucli6" somente que imprime os dados no "video" ou na impressora térmica.

- Programa "Eucll0": retira os dados do teste k, armazenados no record k, do arquivo "Eudaql", corrige-os multiplicando-os pelas constantes C(I) e cria e/ou armazena-os no record k do arquivo "Eudaq3".
- Programa "Eucll1": imprime os dados corrigidos do record k do arquivo "Eudaq3" no video ou na impressora térmica.
- Programa "Eucll4": faz a plotagem dos de torque absorvido na entrada contra variação do deslocamento volumétrico do teste k=1. Ver próximo capítulo.
- Programa "Eucll5": plota ângulo de atuação da servo válvula ϕ contra a variação do deslocamento volumétrico α , para o teste k=1.
- Programa "Eucll6": ajusta um polinômio de grau "N", arbitrado, aos dados do programa "Eucll5", fornecendo os coeficientes C(N) do polinômio e um fator "F" que é uma medida do grau de ajuste da curva aos dados. Ver Apêndice 4.
- Programa "Eucll7": traça um gráfico do ajuste do polinômio de grau N, obtido no programa "Eucll6" para os dados do programa "Eucll5".
- Programa "Eucll8": traça um gráfico de torque absorvido contra elevação da pressão para o teste k=2.
- Programa "Eucll9": calcula e plota um gráfico da variação do deslocamento volumétrico devido à perdas de vazão por fuga contra a pressão. Ver Capítulo 6.

Fica patente que o manuseio dos dados é relativamente trabalhoso e é feito em diversas etapas, o que a nosso ver, é justificativa para a montagem de diversos programas pequenos. Um programa único capaz de fazer todo este processamento além de ser altamente complexo e de demorada síntese nos parece de pouca utilidade.

5.2. PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DAS UNIDADES HIDROSTÁTICAS

Nesta seção vamos discutir a organização de um programa que possibilite a simulação das diversas variáveis que compõem o estudo de uma transmissão hidrostática. O ideal seria que um programa fosse capaz de dar conta de qualquer situação de operação de uma T. H.. Existem porém duas situações de operação que são um tanto distintas. Uma delas é a operação em um ciclo genérico onde necessitamos saber potências na entrada e saída da T. H., rendimento total, etc. Tal programa está construído e armazenado sob o nome de "Euclil". Sua estrutura principal pode ser vista na Figura 5.2. Ela consiste basicamente em três níveis de sub-rotinas encadeadas. No que diz respeito às variáveis de operação as 7 sub-rotinas dividem a mesma área na memória do computador o que permite contínua variação destas variáveis e permanente atualização dos valores calculados pelas sub-rotinas.

Para compreensão do papel destas sub-rotinas basta entender que P, significa potência, R, rendimento, uh, unidade hidrostática, th, transmissão hidrostática, he, hidráulica efetiva, me, mecânica efetiva, V, unidade variável e f unidade de deslocamento fixo. As sub-rotinas possuem fluxogramas internos que permitem sua utilização para a simulação de qualquer forma de operação das unidades ou da transmissão hidrostática. Incorporam também no seu fluxograma dispositivos que previnem divisão por zero, rendimentos negativos etc.

O programa principal "Euclil" possui ainda uma série de sub-rotinas para gráficos (Ver Capítulo 6). Em suma ele é versátil o suficiente para que se possa construir com sua estrutura qualquer ciclo de operação a partir da mudança dos valores das variáveis de operação.

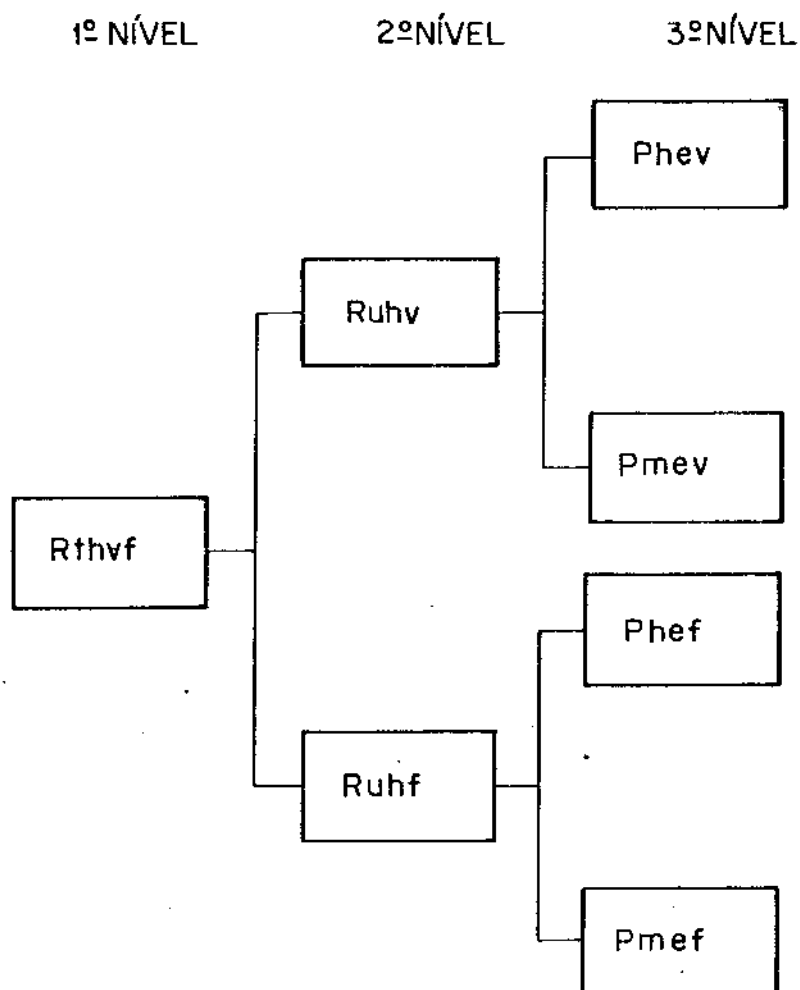


Figura 5.2. Estrutura das sub-rotinas do programa "Euclil".

Existe porém um ponto de operação que não está incorporado ao programa "Euclil" e que é muito importante na operação das U.Hs. e T.Hs.. Nos referimos à condição do eixo de saída com velocidade nula. Nesta condição o torque desenvolvido bem como a potência consumida para mantê-lo são informações de capital importância. As equações do Capítulo II preveem este tipo de situação e elas estão organizadas no Programa "Eucli4". Fica evidente a necessidade de se incorporar estas equações ao programa principal. Isto exige um trabalho de aprimoramento do "Software" organizado. Demos um passo nesse sentido ao sintetizarmos o programa "Eucli2" que é capaz de simular a performance de uma transmissão hidrostática tipo "BV-MF" sob um ciclo tal como o mostrado na seção 1.3.2, Figura 1.9.

Reproduzimos os "Plots" das possibilidades deste programa, "Eucli2" nas Figuras 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6. Estas mostram comparativamente curvas de uma T. H. ideal (linha cheia) e de uma T. H. simulada pelas equações do Capítulo II (linha ponto-traço), para valores de perdas compatíveis com as unidades reais.

Finalizamos reforçando a idéia de que dispomos de programas para simular qualquer situação de operação das unidades e/ou transmissões hidrostáticas mas que estes programas necessitam ainda de um trabalho para unificá-los em corpo único.

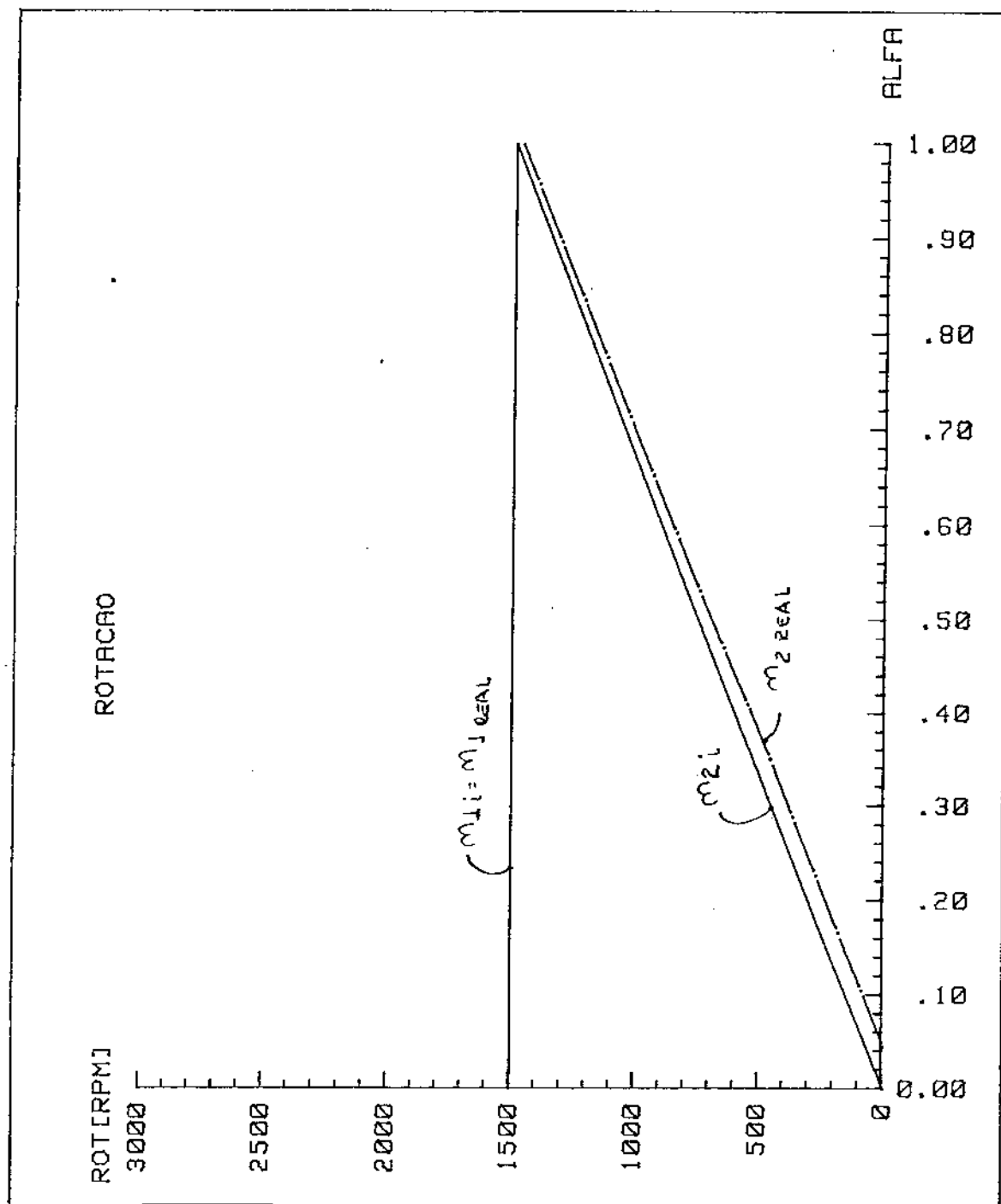


Figura 5.3. Simulação das curvas características de uma transmissão tipo BV-MF.

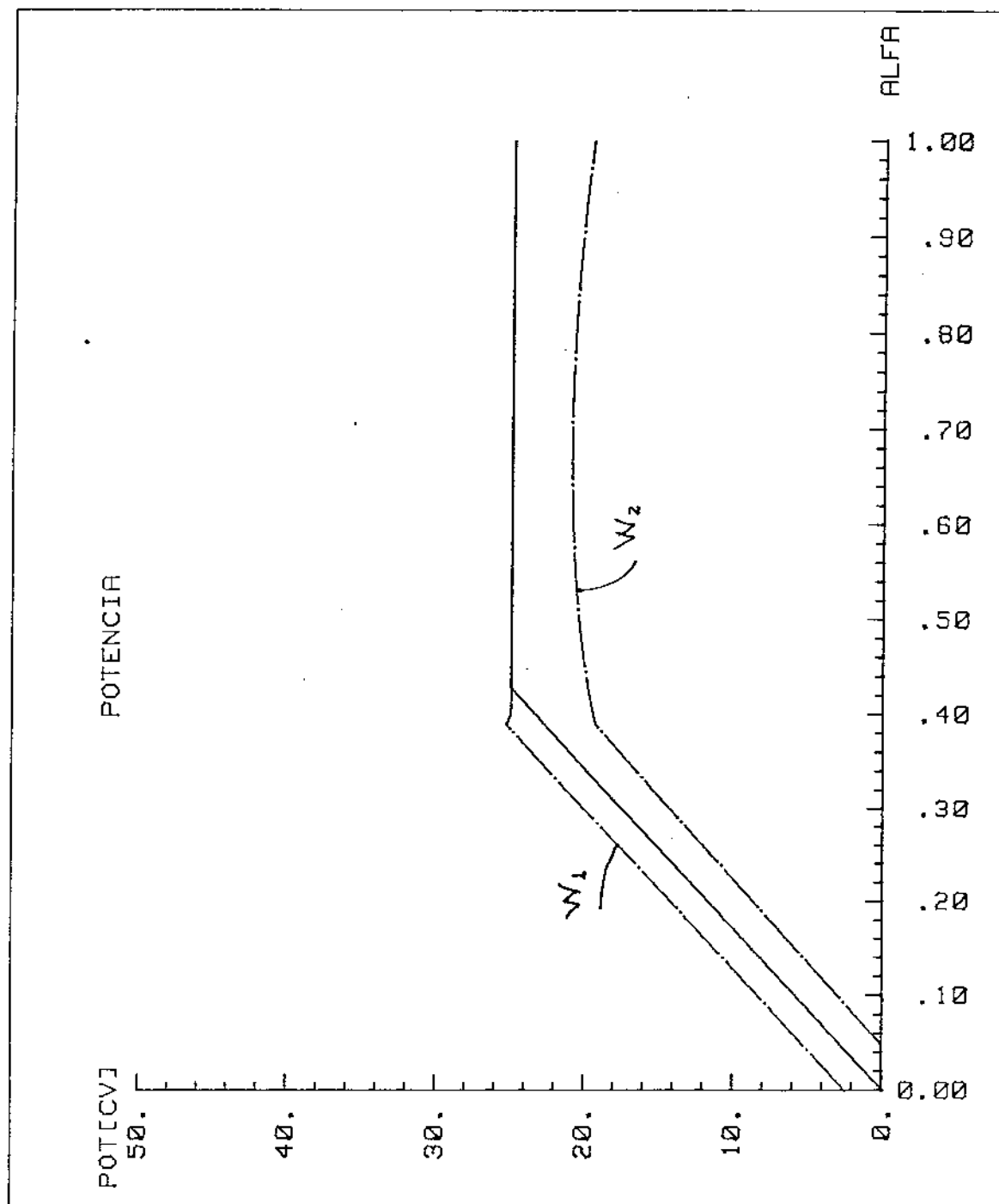


Figura 5.4. Simulação das curvas características de uma transmissão tipo BV-MF.

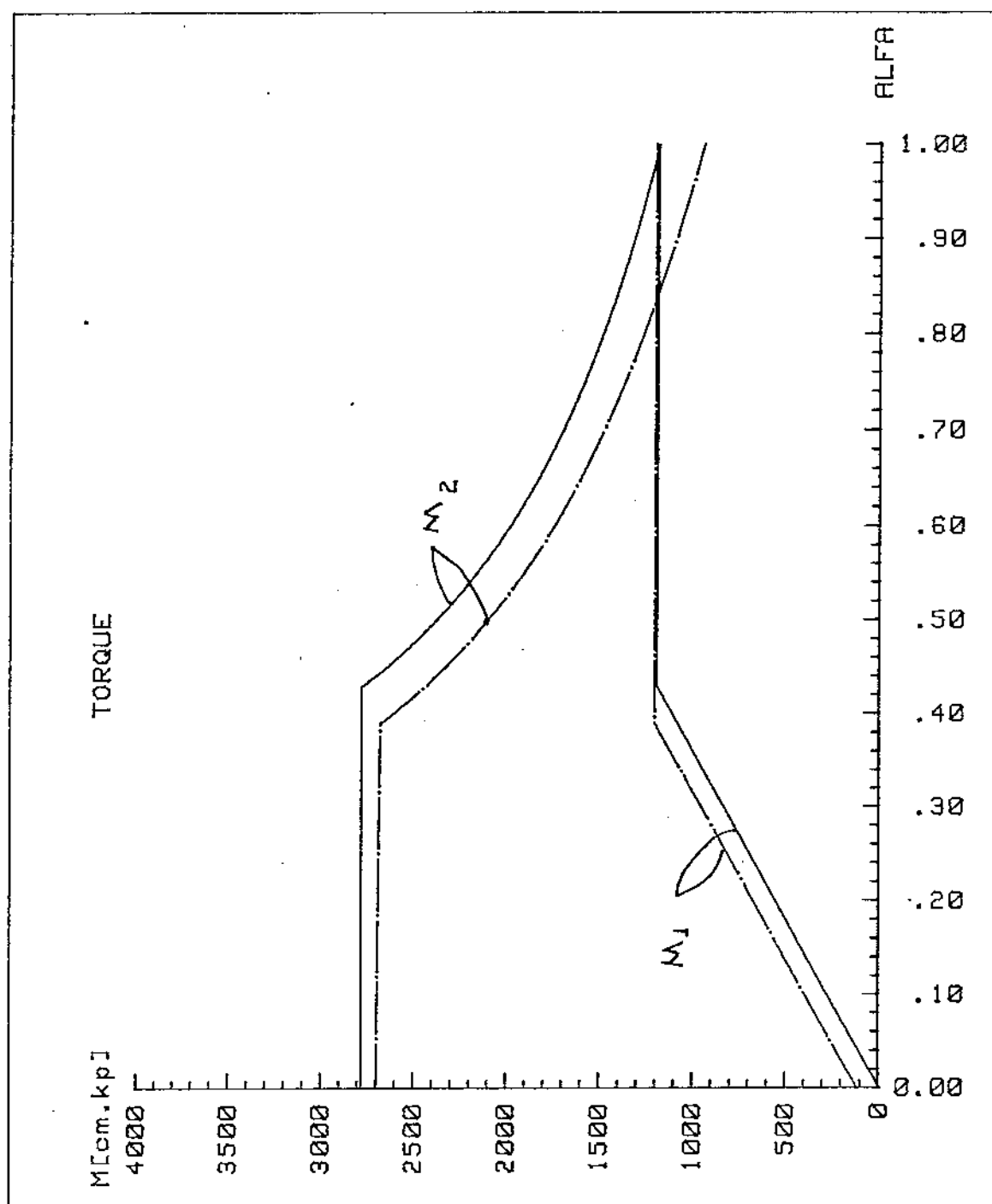


Figura 5.5. Simulação das curvas características de uma transmissão tipo BV-MF.

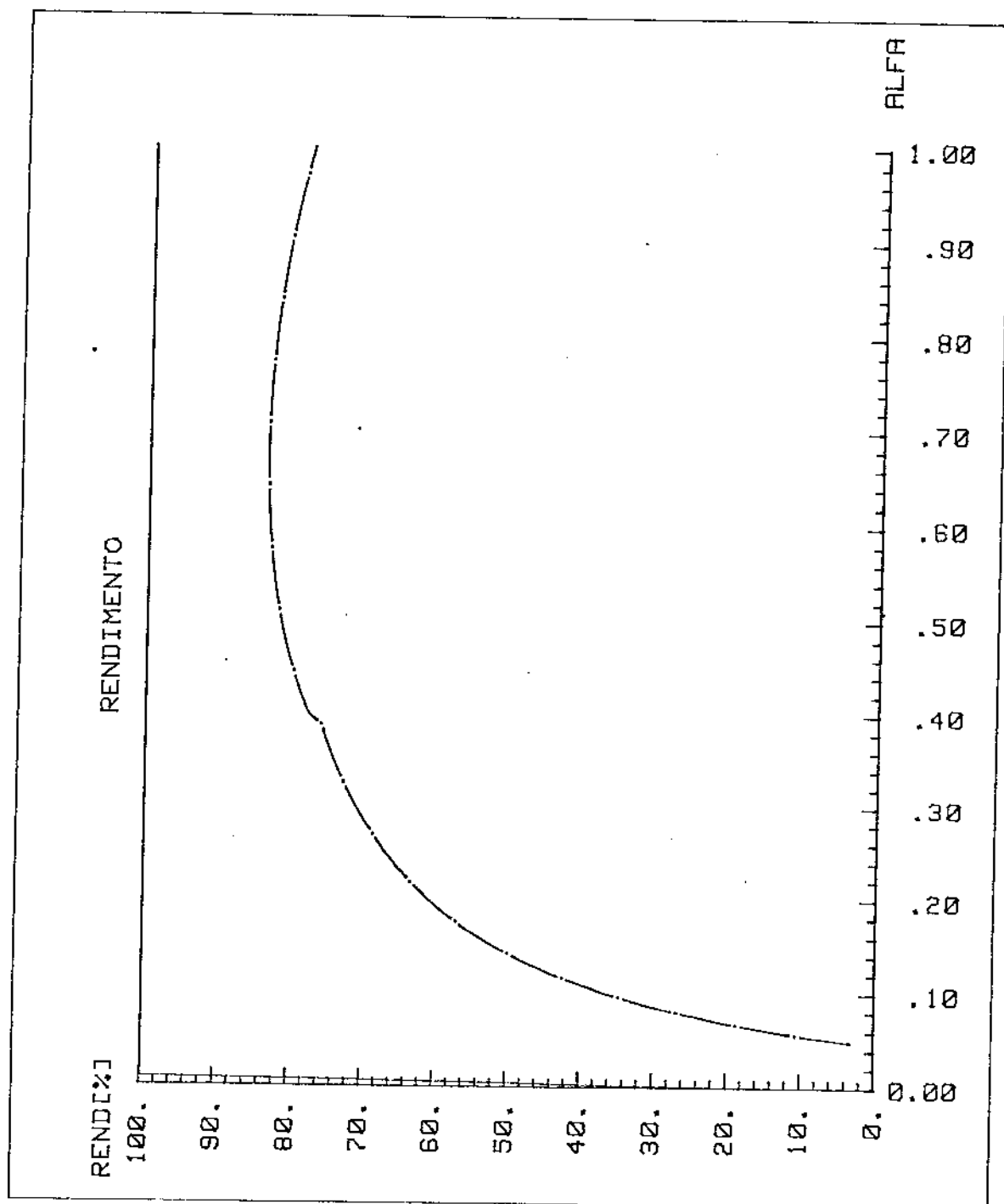


Figura 5.6. Simulação das curvas características de uma transmissão tipo BV-MF.

CAPÍTULO 6

CAPÍTULO 6: ENSAIO DE UMA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O presente capítulo pretende relatar as condições em que foram feitos os testes de uma transmissão hidrostática montada em uma bancada, como descrita no Capítulo 4, bem como apresentar e discutir os resultados colhidos e processados como descrito no Capítulo 5. Antes, porém, de entrarmos no mérito dos testes propriamente ditos vamos fazer algumas considerações sobre a calibração dos instrumentos e a precisão dos resultados obtidos.

6.1. CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS

Segue-se uma descrição breve da forma como foram calibrados os diversos instrumentos e uma estimativa do grau de precisão esperados.

- a) Tacômetros: Por problemas no condicionador de sinal dos torquímetro-tacômetros não pudemos usar os tacômetros associados nestes instrumentos. Consequentemente usamos os equipamentos listados no Apêndice 3. Sua calibração constitui-se basicamente de comparação entre o sinal analógico fornecido pelo tacômetro e a rotação medida por uma lâmpada stroboscópica calibrada. As medidas efetuadas tinham uma dispersão máxima de 1,5% em relação à média, valor este que nos sugere o limite da precisão obtida com tais equipamentos.
- b) Torquímetros: A calibração dos torquímetros foi feita de forma mecânica ou seja colocou-se uma massa de peso conhecido a uma distância também conhecida. Associamos então ao torque conhecido aplicado uma voltagem analógica medida. O fabricante especifica a precisão dos instrumentos como sendo de um décimo de um ponto percentual.

- c) Transdutor de deslocamento angular (ϕ): Montamos uma pequena bancada com um "vernier" capaz de medir : décimos de grau e fizemos diversas medidas associando algum deslocado e voltagem medida na saída do transdutor. As medidas tiveram uma dispersão máxima em relação à média menor do que 1%.
- d) Transdutores de pressão. Os dois transdutores de pressão foram calibrados de formas distintas. O transdutor de baixa pressão foi calibrado com auxílio de um segundo transdutor de baixa pressão que veio calibrado de fábrica. A calibração forneceu bons resultados durante o processo de aumento da pressão. Porém ao ser retirada a pressão de calibração permaneceu um resíduo, ou seja, o transdutor apresentou um efeito de histerese. Isto pode ser explicado pelo efeito da força de atrito entre o pistão e os cilindros. Este fato se reproduziu nos dois transdutores, chegando o efeito de histerese próximo ao valor de 10% do fundo de escala. Isto implica que estes transdutores somente são confiáveis em um processo que a pressão cresça continuamente. E mesmo assim devem ser "zerados" após cada uso.

O transdutor de alta pressão, por sua vez, foi calibrado diretamente com uso do manômetro de monitoramento, o qual o fabricante garante vir de fábrica calibrado dentro de uma faixa de 1,5%. A este valor deve-se acrescentar possíveis erros de medição visual.

Pensamos ter descrito os principais condicionantes do nível de precisão obtidos nos ensaios de calibração. Deve ficar claro que o nosso nível de precisão não poderá ser melhor do que 1,5%.

6.2. DESCRIÇÃO DOS TESTES EFETUADOS

Todos os testes foram efetuados de forma que a temperatura do óleo no reservatório ficasse restrita aos limites mínimo e máximo de 50°C e 60°C respectivamente. Desta forma pretendeu-se manter pequena a variação da viscosidade do óleo durante os ensaios.

Foram efetuados 6 testes, aqui descritos pelos números ϕ a 5 respectivamente. Três deles estão voltados para levantamento das perdas de referência da transmissão bem como uma análise da de

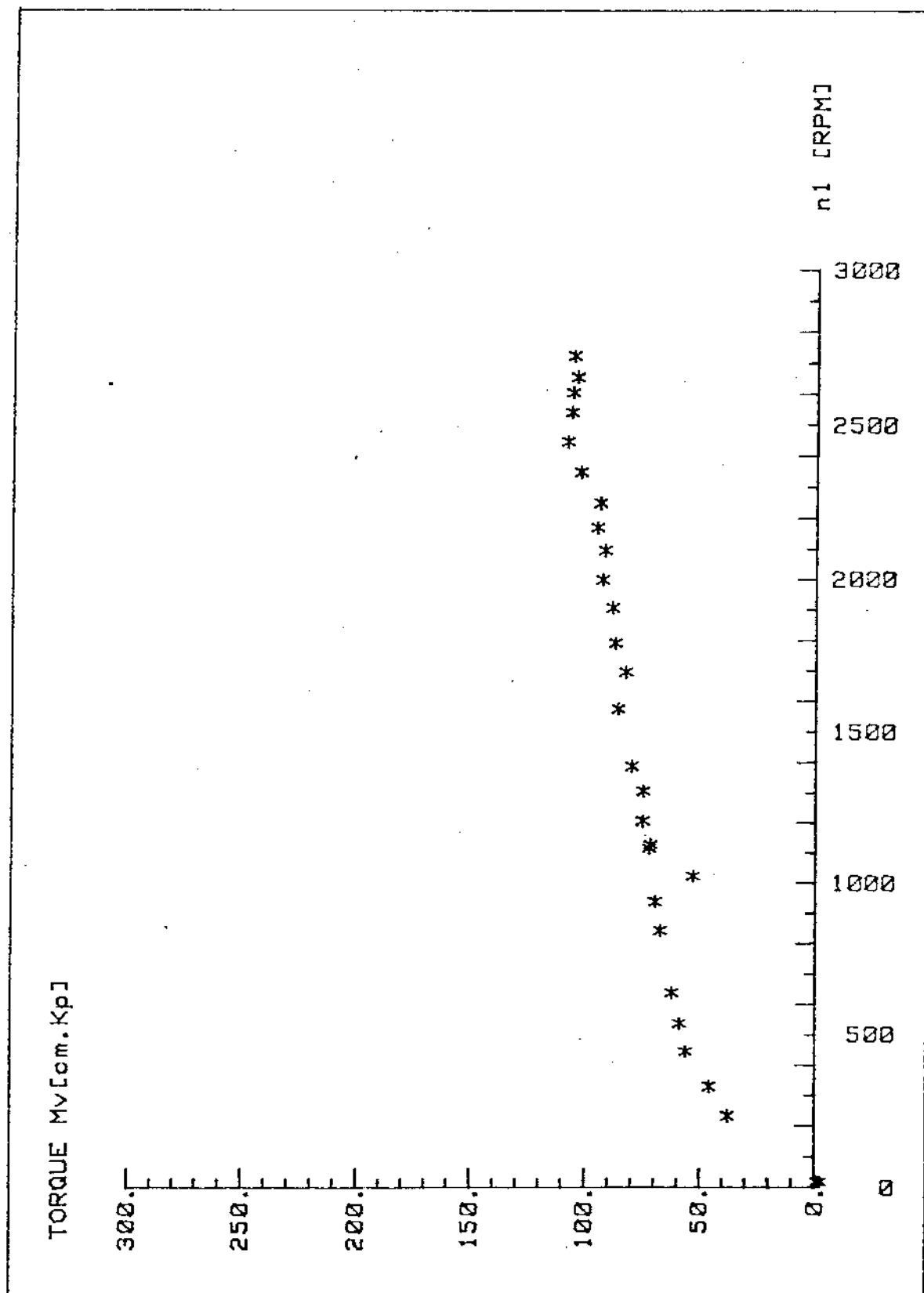


Figura 6.1. Teste 0. Torque absorvido em função da rotação para $\alpha = n_2 = 0$.

pendência funcional das perdas. Os restantes foram feitos com a finalidade de avaliar as equações do modelo proposto.

6.2.1. Teste nº 0: torque absorvido em função da rotação de entrada da bomba para $\alpha = n_2 = 0$.

Este teste constituiu-se de medição do torque absorvido na entrada da bomba à medida que íamos aumentando a velocidade de entrada da bomba. Os resultados do torque absorvido contra a rotação de entrada estão plotados na Figura 6.1. Segundo nosso modelo as perdas medidas nestas condições de ensaio, onde não existe pressão e tampouco deslocamento volumétrico, o torque absorvido se deve todo a perdas por atrito viscoso e deve ser uma função linear da velocidade do eixo da bomba.

Penso que uma análise, ainda que superficial, dos dados mostrados na Figura 6.1 aponta como correta a suposição de que o torque por atrito viscoso possui uma dependência linear com a velocidade de rotação. Um outro ponto que observamos na Figura 6.1 e que merece algum comentário é o fato de que a curva de torque não passa pela origem. Penso que isto pode ser justificado pela existência de pressão nas linhas da unidade, provenientes da pressão mínima de trabalho do circuito secundário (6 kp/cm²). Esta pressão atua em ambas as linhas da unidade de forma que, como dissemos na seção 1.3, não influencia o torque útil absorvido. Mas por outro lado ela fornece uma pequena pressão dentro da unidade que cria situações de atrito seco. Este atrito seco que não varia com a velocidade, porque a pressão no circuito auxiliar permanece constante, pode ser o responsável pelo fato do torque da Figura 6.1 não passar pela origem quando $n_1 \sim 0$. Outra explicação plausível seria a existência de um atrito seco que não dependesse da pressão que desprezamos em nosso modelo, ver Apêndice 2.

6.2.2. Teste nº 1: torque absorvido em função da variação do deslocamento volumétrico para $n_1 = n_r$ e $n_2 = 0$.

Este teste é equivalente ao mostrado na Figura 3.6. Escolhemos como velocidades e pressões de referência respectivamente $n_r = 1700$ (RPM) e $P_r = 170$ (kp/cm²), mantivemos constante a velocidade no eixo da bomba e variamos o ângulo ϕ correspondente à mani

vela da servo-válvula responsável pela alteração do deslocamento volumétrico da unidade. Como neste caso o eixo de saída está livre não temos torque M_2 e tampouco diferença de pressão nas linhas, podemos considerar que a variação do deslocamento volumétrico α é igual à relação entre as velocidades n_2/n_1 . A Figura 6.2 nos mostra um gráfico do torque absorvido, M_a , em função de $\alpha(n_2/n_1)$ para $n_1 = n_r$.

Nosso modelo nos diz que o torque deveria ser uma função do cubo de α , o que nos parece consistente com o resultado obtido no ensaio. Lembramos que a partir deste ensaio podemos calcular dois valores de perdas de nossa unidade. Observando que não medimos os valores deste gráfico mas sim de listagens fornecidas sobre os dados dos ensaios, e retomando as equações 3.10, 3.18 e 3.19 temos

$$M_{vr} = 75 \text{ (cm . kp)} \quad (6.1)$$

e

$$M_a(n_r, P_r) = 2 M_{vr} + 2Mh_r = 206 \text{ (cm.kp)} \quad (6.2)$$

donde obtemos

$$M_{he} = 28 \text{ (cm . kp)} \quad (6.3)$$

Outro ponto que temos que tratar é a relação entre ϕ , ângulo de acionamento da servo-válvula e α , variação do deslocamento volumétrico (n_2/n_1). A Figura 6.3 mostra um gráfico onde estão plotados os pontos $\phi \times \alpha$. Mostra também um desenho de um polinômio do 5º grau ajustado a estes dados. Para detalhes sobre o ajuste do polinômio referir-se ao Apêndice 4. Agora dispomos de um método para transformarmos analiticamente o ângulo ϕ medido em deslocamento volumétrico α que é a nossa variável de operação.

6.2.3. Teste nº 2

Este é o último teste necessário para obtenção dos valores das perdas de referência da nossa transmissão. Ele consiste da

manutenção da velocidade do eixo da bomba em um valor de referência ($n_1 = n_r = 1700$ RPM) e na variação do deslocamento volumétrico α , fazendo consequentemente que a pressão vá subindo gradativamente. A Figura 6.4 nos mostra o torque absorvido na entrada da bomba contra a variação da pressão. Acreditamos que este gráfico também assume a forma indicada na Figura 3.8 e pelas equações da seção 3.2.2.

Porém antes de calcularmos os valores das perdas de referência necessitamos calcular o torque absorvido devido as vazões de fuga em função da pressão. Para conseguirmos esta informação precisamos conhecer a relação entre a pressão e o deslocamento volumétrico necessário para compensar as perdas por fuga, α_s . Esta relação é obtida através da relação entre ϕ e P deste ensaio, que pode ser transformado na relação $\alpha_s \times P$ com auxílio do polinômio da Figura 6.3.

A Figura 6.5 nos mostra uma variação do deslocamento volumétrico α_s necessário para compensar as perdas de vazão por fugas em função da pressão. Este gráfico nos conduz a duas informações importantes. A primeira diz respeito à confirmação da hipótese construída em nosso modelo segundo a qual as perdas de vazões por fugas são uma função linear da pressão. Assim temos já a confirmação experimental de duas das hipóteses formuladas e, exatamente das que regiam os fenômenos mais complexos. Quanto à Figura 6.5 cabe ainda um comentário adicional. A descontinuidade que aparece entre as pressões 260 (kp/cm²) e 270 (kp/cm²) são devidos a um problema, ainda não identificado, na servo-válvula que comanda a variação no deslocamento volumétrico. Percebeu-se nitidamente durante o ensaio que em determinado ponto era necessário avançar muito, ϕ , sem que isto alterasse a pressão nas linhas.

A segunda informação que podemos obter da Figura 6.5 é o valor de perdas de referência das vazões por fuga. Assim de (3.25) e Figura 6.5

$$\alpha_s = 1,5/100$$

$$Q_{sr} = \alpha_s (P_r, n_r) \cdot Q_{or}$$

donde

$$Q_{sr} = 1275/2 \text{ (cm}^3/\text{min)} \quad (6.4)$$

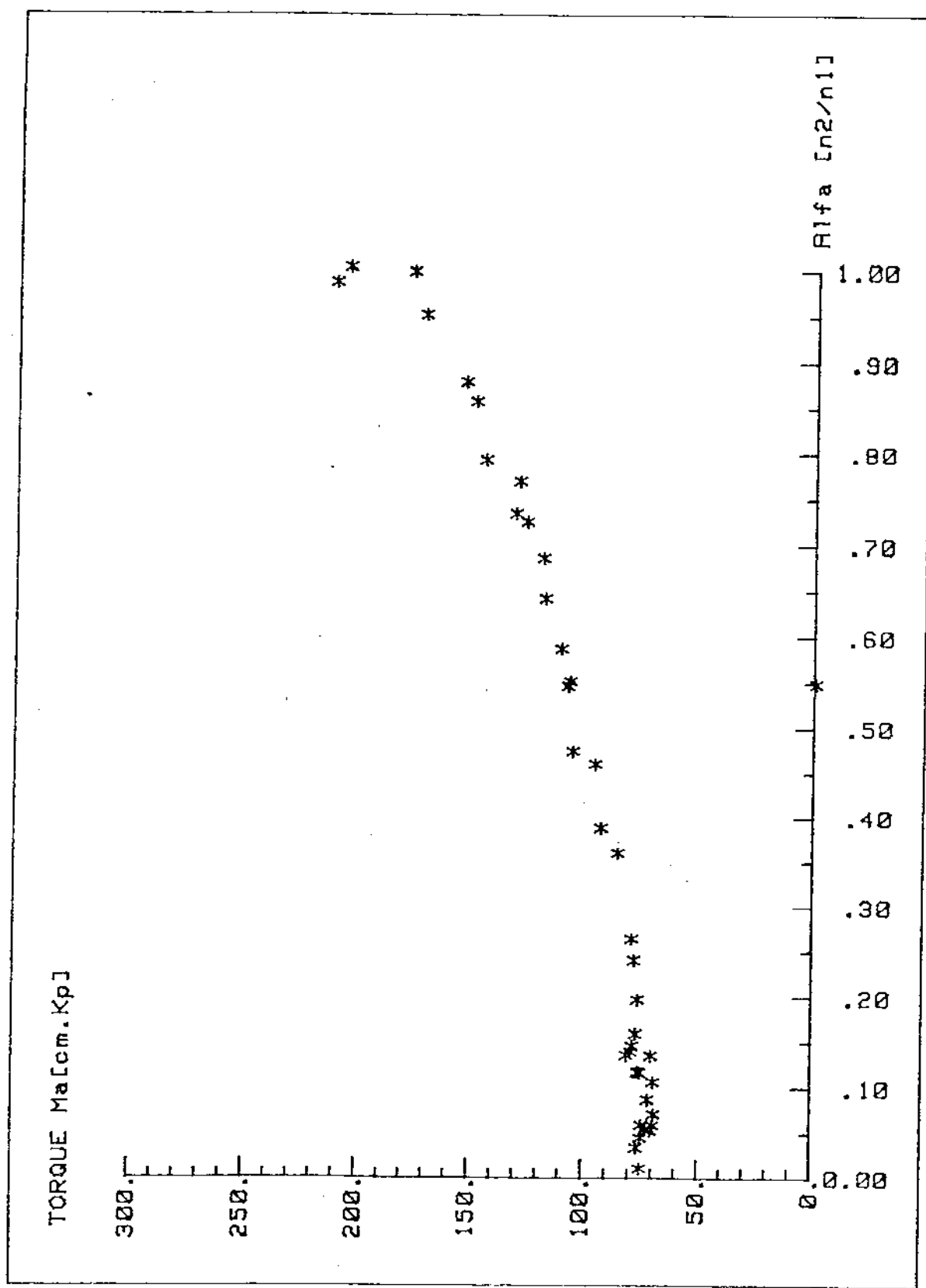


Figura 6.2. Teste 1 - Torque absorvido em função da variação do deslocamento volumétrico da bomba para eixo de saída livre ($n_1 = n_r$).

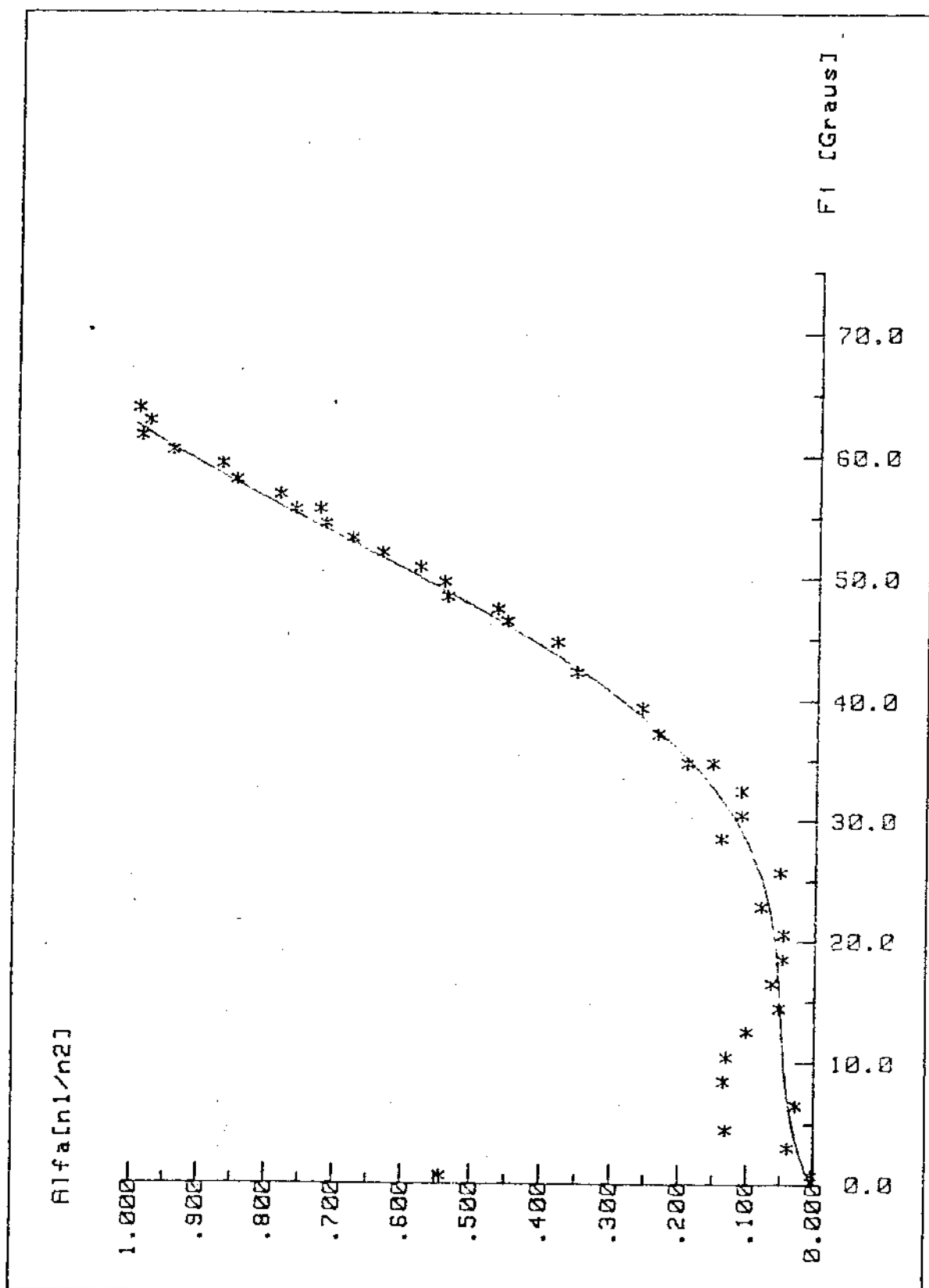


Figura 6.3. Teste 1 - Ajuste de polinômio do 5º grau para os pontos $\phi \times \alpha$.

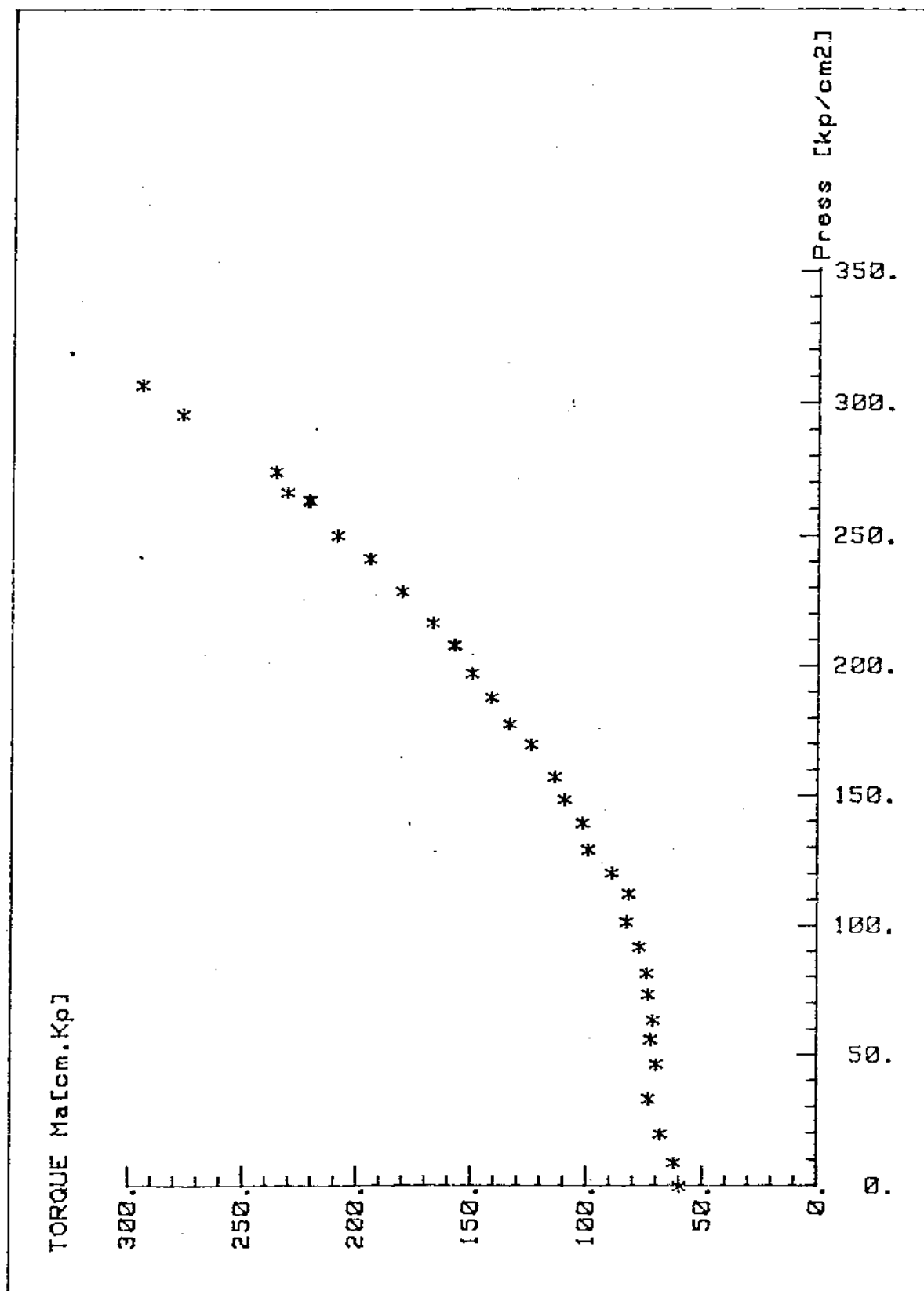


Figura 6.4. Teste 2 - Torque absorvido em função da pressão para $n_1 = n_F$, $n_2 = 0$.

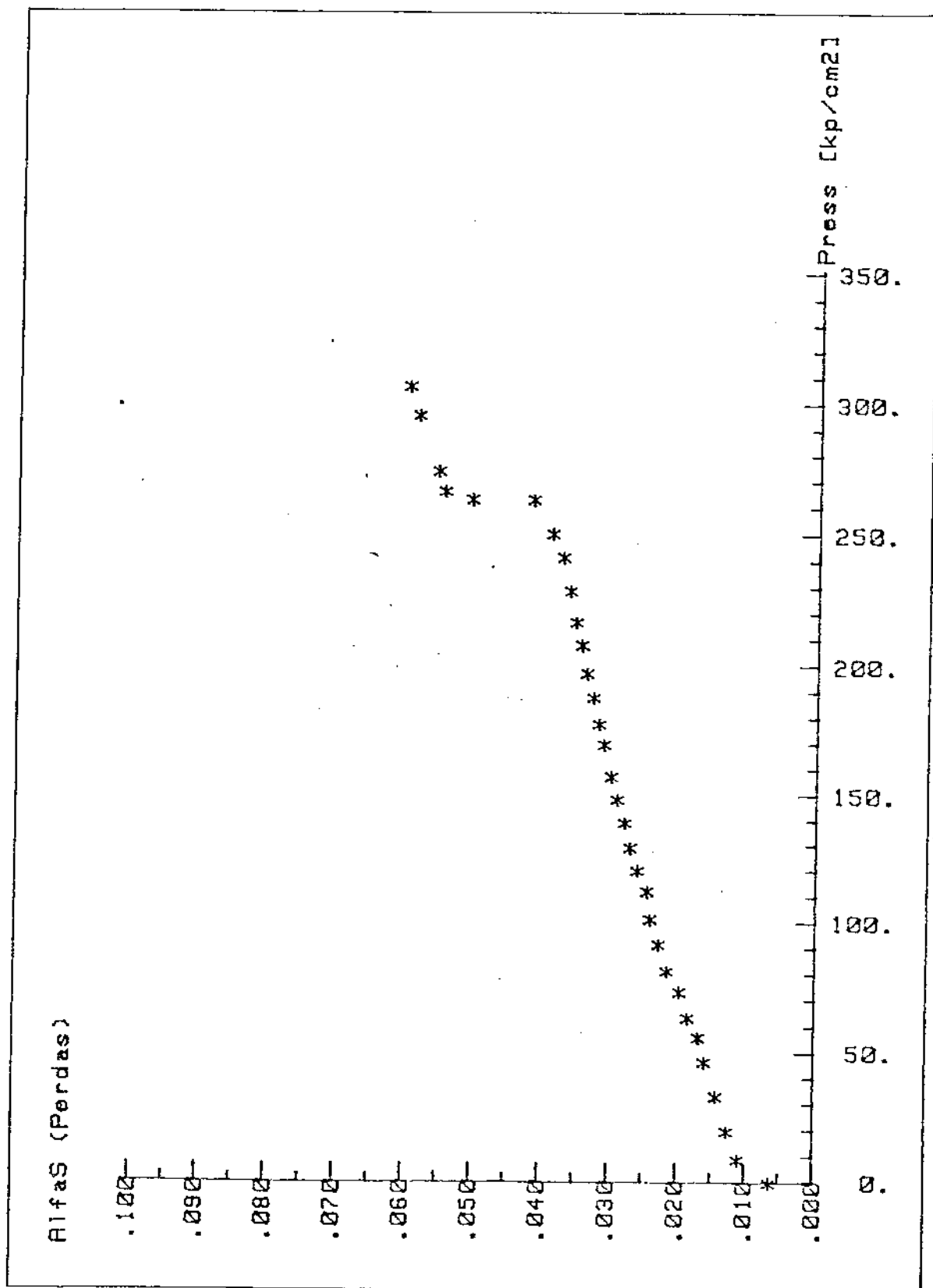


Figura 6.5. Teste nº 2 - Deslocamento volumétrico α_s necessário para as perdas de vazão por fugas em função da pressão.

E ainda de (6.24)

$$M_{st} (T.H.) = 2 \alpha_s M_{or}$$

ou de Figura 6.5

$$M_{st} = 41 \text{ (cm.kp)} \quad (6.5)$$

Agora podemos medir o último valor de perda de referência a partir da equação (3.26) e dos dados da Figura 6.4. Assim

$$M_{fr} = M_a(T.H., n_r, P_r, n_2 = 0) - M_{vr} - M_{st} (P_r)$$

Aplicando os valores calculados e medidos

$$M_{fr} = 120,0 - 75 - 41$$

$$M_{fr} = 14 \text{ cm.kp} \quad (6.6)$$

Claro deve estar que estamos de posse de todos os valores de perdas de referência da nossa transmissão segundo o roteiro proposto pelo Capítulo 3. Usamos o programa principal de simulação para traçarmos os gráficos de rendimentos da unidade hidrostática de deslocamento variável em função de cada uma das três variáveis de operação, mantendo as demais em seus valores de referência. Os gráficos resultantes estão traçados nas Figuras 6.6, 6.7 e 6.8. Pode-se utilizá-los para se ter uma noção de como varia o rendimento da unidade hidrostática em função das variáveis de operação α , n , P .

6.2.4. Testes n°s 3, 4 e 5: situação de operação qualquer.

A idéia de se fazerem outros testes tem por finalidade a verificação do modelo sob uma condição qualquer de operação da transmissão. Já mencionamos porém que a nossa bancada tem sérias limitações no que diz respeito a potência elétrica que ela é capaz

de fornecer. Destaforma optamos por um tipo de teste que seja capaz de nos fornecer informações sobre o rendimento da unidade em função da pressão nas linhas.

Neste teste o gerador de corrente contínua está acoplado ao motor hidrostático. O teste consiste em mantermos constantes a rotação na entrada da bomba, n_1 , e o deslocamento volumétrico, α . Em seguida fazemos variar o torque absorvido pelo gerador, variando sua corrente de campo. Como consequência de aumentarmos o torque no motor hidrostático aumentamos a diferença de pressão entre as linhas. Variamos a corrente de campo do gerador de corrente contínua para obtermos diversos pontos até a pressão máxima de 80 (kp/cm²). Não pudemos testar a transmissão em uma faixa de pressão mais alta devido às limitações da instalação.

Fizemos as medições para os testes acima esboçados e as Figuras 6.9 e 6.10 representam os gráficos dos testes 4 e 5 onde a linha cheia indica os rendimentos calculados pelo programa da simulação "Euclil" e os pontos com asteriscos são os rendimentos obtidos na bancada. Nestes dois testes a rotação de entrada foi de $n_1 = 2400$ RPM e $\alpha = .331$.

Penso que os resultados obtidos falam por si próprio, ou seja, penso que eles são capazes de indicar a consistência do modelo proposto. Fica entretanto a observação de que o teste deve ser estendido à toda faixa de operação da transmissão para uma avaliação completa de suas limitações e potencialidades. Isto, como se verá, faz parte das sugestões para continuidade do presente trabalho.

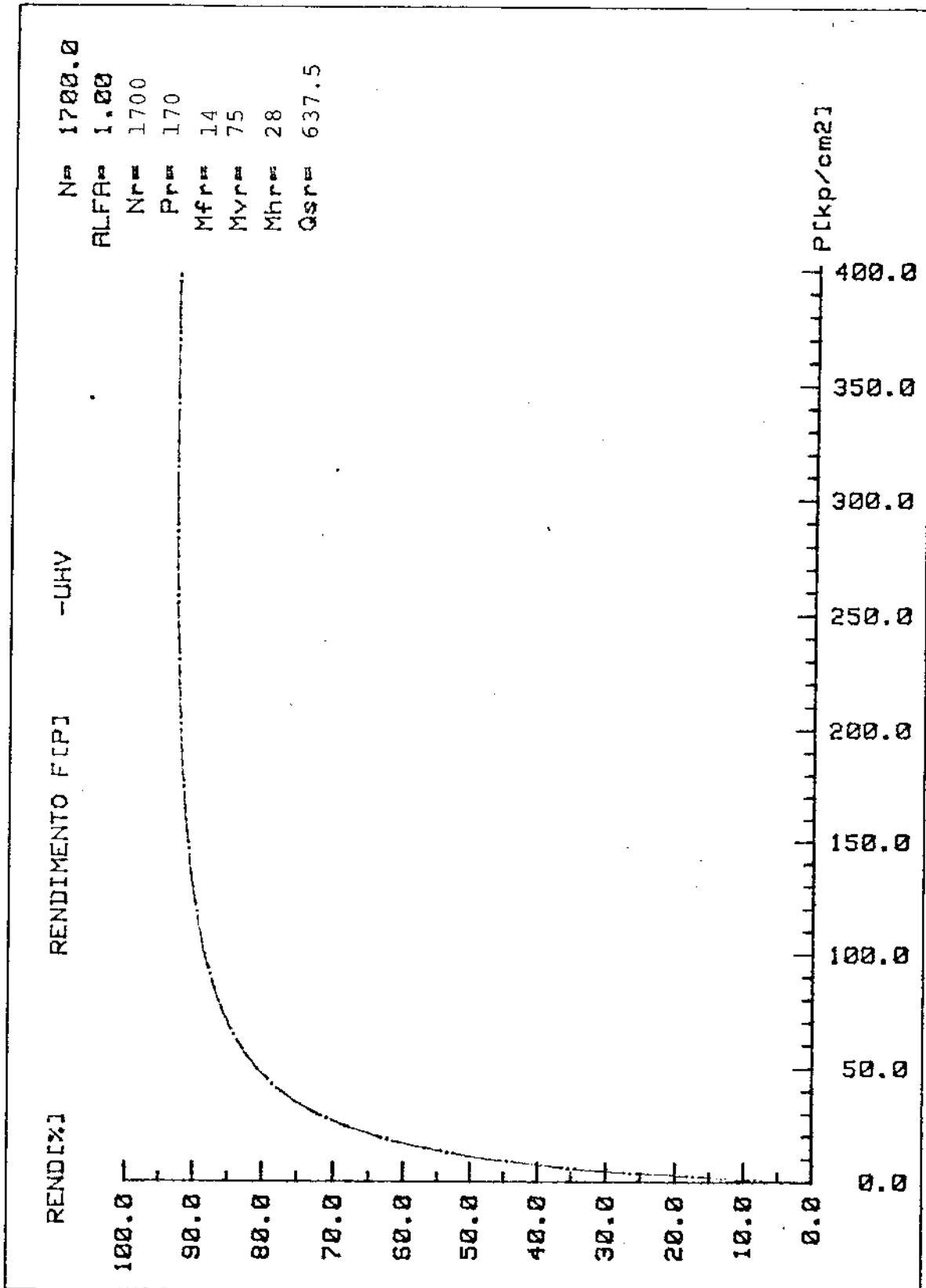


Figura 6.6. Curva de rendimentos da unidade hidrostática variável ensaiada em função da pressão, calculado pelo programa de simulação.

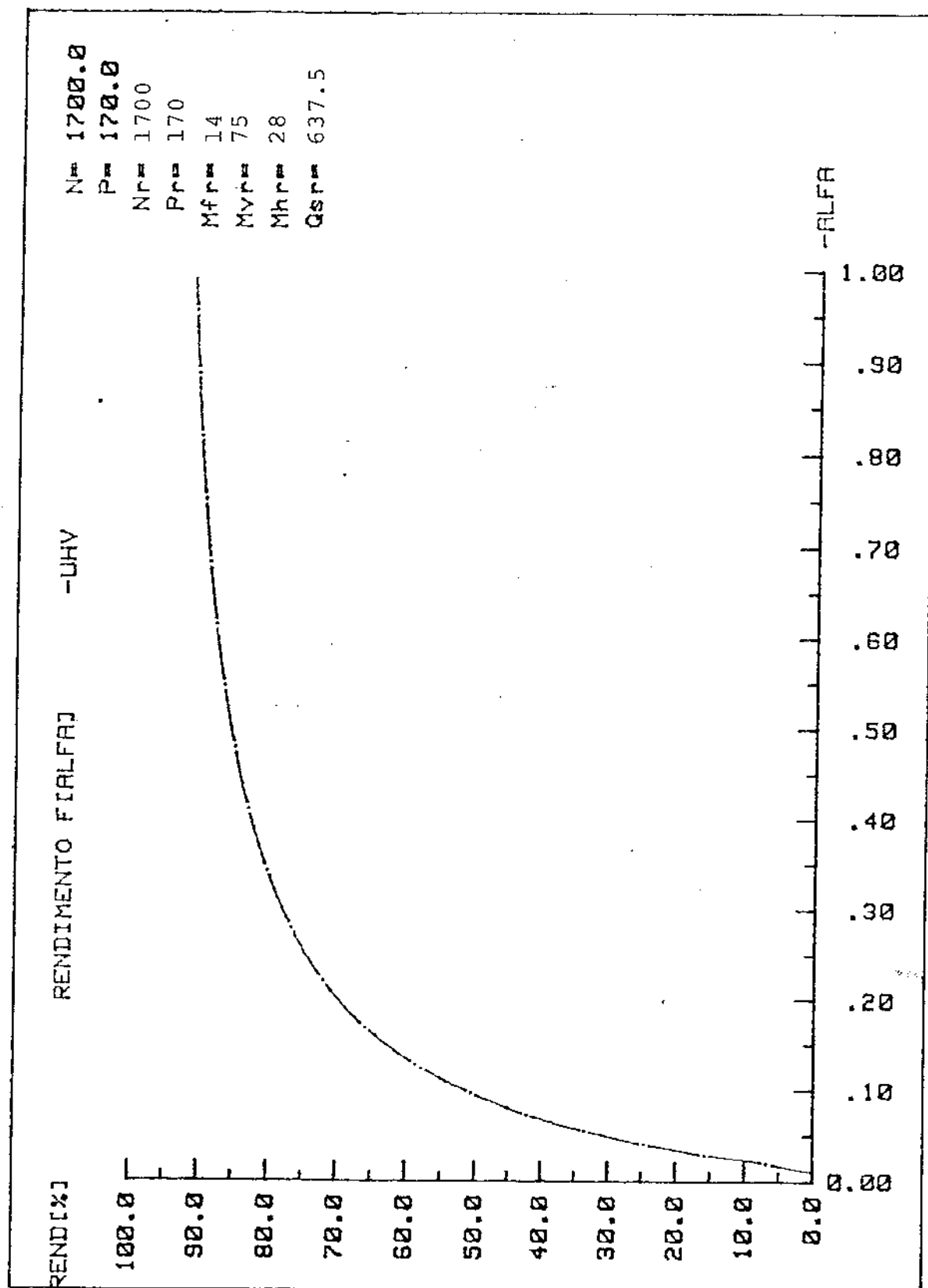


Figura 6.7. Curva de rendimentos da unidade hidrostática variável ensaiada em função do deslocamento volumétrico α .
Plot do programa de simulação.

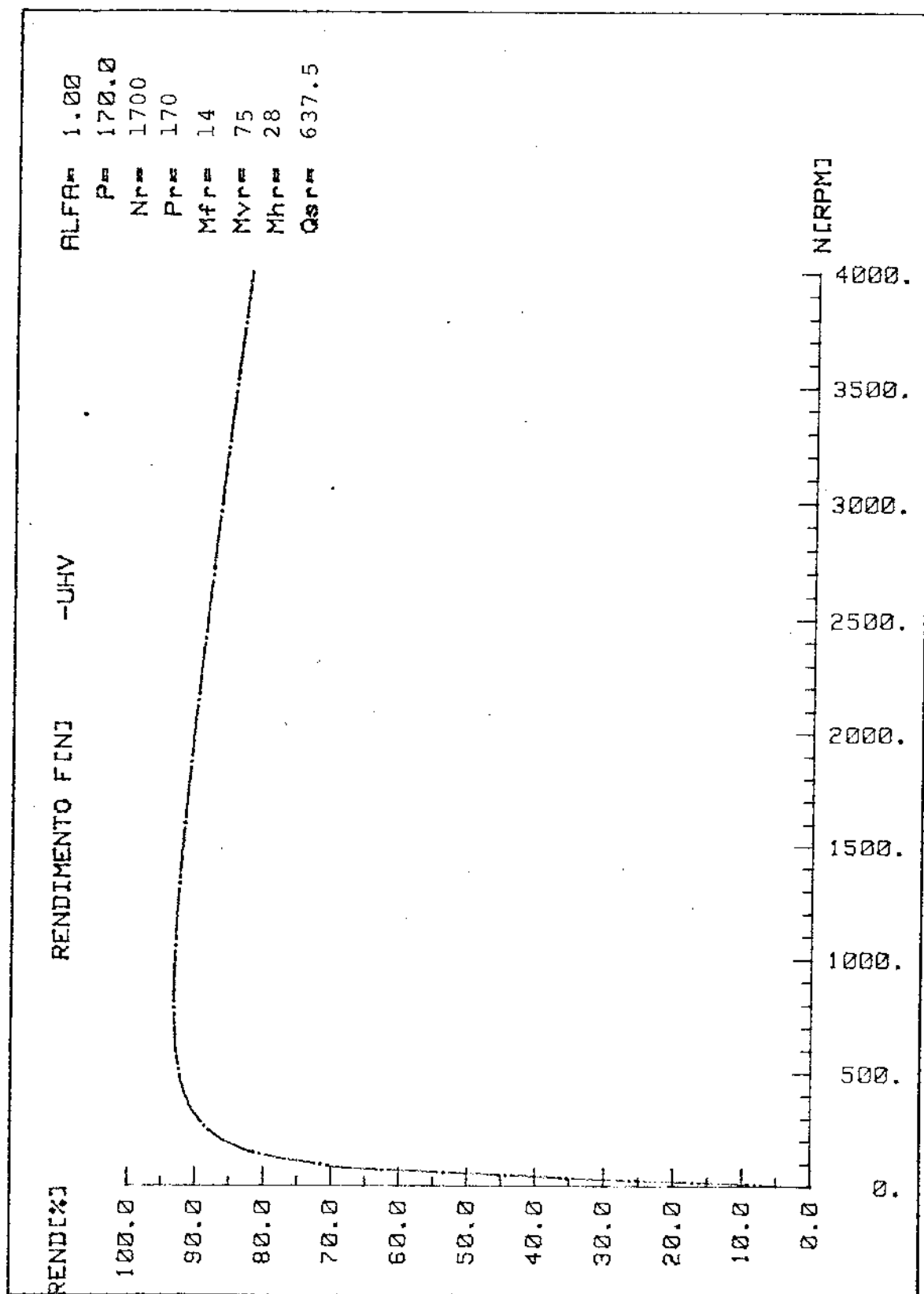


Figura 6.8. Rendimentos da unidade hidrostática variável ensaiada em função da rotação n_1 . Plot do programa de simulação.

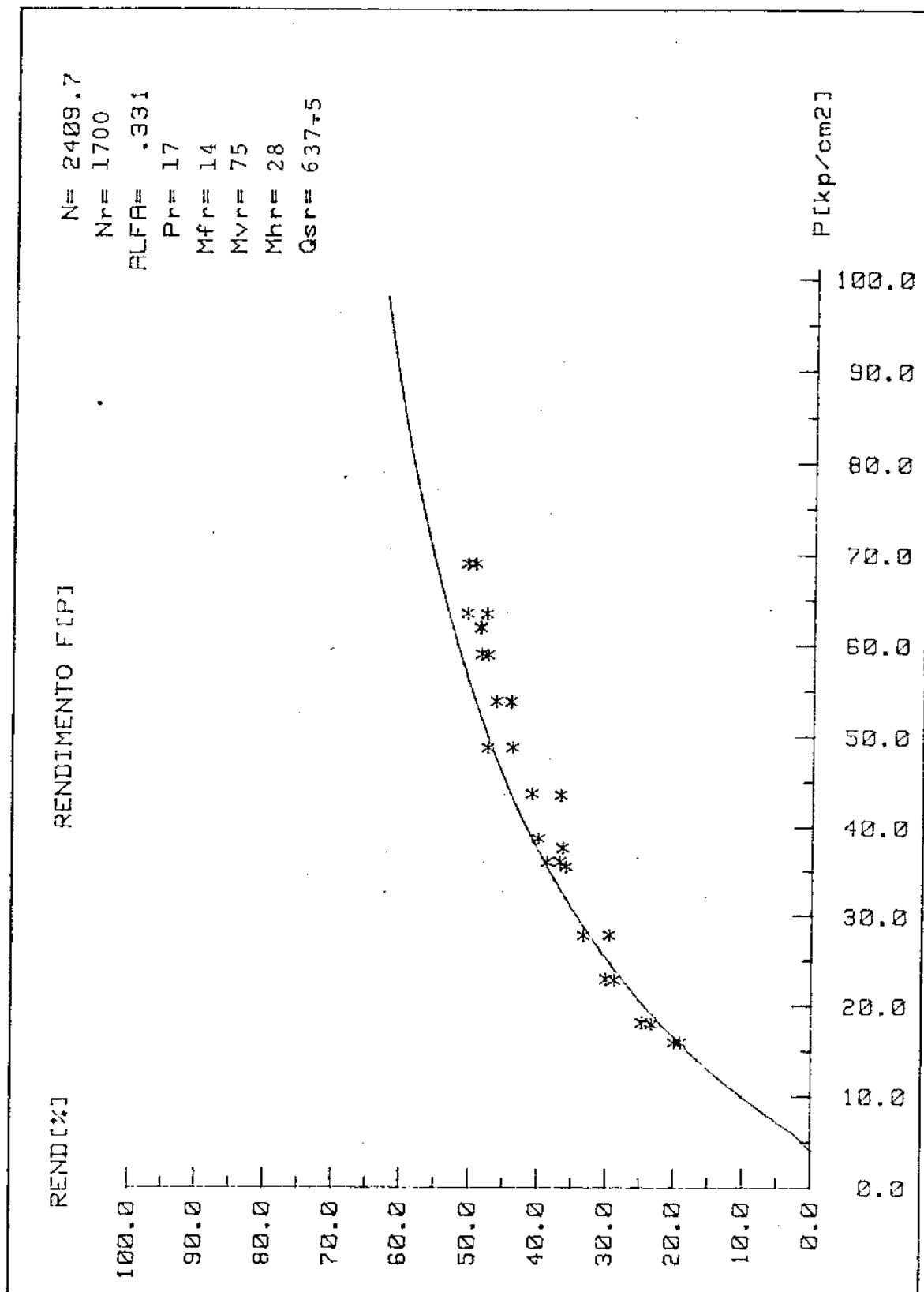


Figura 6.10. Teste nº 5 - Comparação entre rendimento simulado pelo modelo e medidas efetuadas na bancada, em função da pressão.

CAPÍTULO 7

CAPÍTULO 7: CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO

7.1. CONCLUSÕES

Considerando que, proporemos um modelo que em momento algum faz restrição ou consideração sobre o tipo de unidade hidrostática a que se pretenda simular, considerando que fizemos inúmeras simplificações que iniciam por abandonarmos alguns termos nas equações que regem os fenômenos físicos das perdas (Apêndice 2) , passam pela não consideração da variação da viscosidade do óleo e culminam com assumirmos valores de perdas de referência iguais nas duas unidades da transmissão, venho a concluir que o modelo proposto é satisfatório.

Entenda-se é satisfatório dentro da faixa de trabalho em que foi testado. E mais que isso, pode ser julgado satisfatório ou não, dependendo da necessidade e/ou aplicação que alguém tenha para o modelo. Primordialmente deve-se pesar simplicidade de aplicação do modelo com a precisão que ele é capaz de fornecer. Existem porém algumas fortes indicações de que o modelo aponta numa direção correta. Os gráficos 6.1 e 6.5 praticamente comprovam duas das hipóteses feitas sobre as perdas. Além disso a Figura 6.6 que simula o rendimento em função da pressão está muito de acordo com a curva característica de rendimentos fornecida pelo fabricante do equipamento para as mesmas condições de operação (e não mostrada no presente trabalho).

Pensamos então que agora, de posse do presente trabalho podemos voltar ao que era o escopo inicial desta dissertação, ou seja, podemos iniciar os estudos sobre os sistemas de transmissão hidro-mecânicos.

Entretanto é indispensável a continuidade do presente trabalho em uma série de "frentes" que passamos a descrever a seguir.

7.2. SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO SOBRE TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS

- a) Primeiramente há que se alterar a instalação de teste de forma que ela venha a possibilitar o ensaio das transmissões em toda sua faixa de operação.
- b) Deve-se testar o modelo em função das 3 variáveis de operação tal como mostrado nas Figuras 6.6, 6.7 e 6.8 para se avaliar o modelo e suas limitações em toda sua extensão.
- c) Deve-se fazer testes que possibilitem a verificação do modelo proposto no que diz respeito ao torque na rotação nula e a potência consumida para mantê-lo.
- d) Temos a "impressão" (termo pouco científico) que devido ao fato de que a unidade que opera como bomba possui um circuito auxiliar complexo que suas perdas por atrito viscoso são um pouco superiores às da unidade motora. Tal implica, pelo procedimento que adotamos em uma distorção dos valores de perdas de referência na unidade. Uma sugestão para sanar este problema é o levantamento dos valores de perdas de referência nas unidades em separado, ou pelo menos em uma delas.
- e) Repensar os transdutores de pressão para eliminar a histerese de forma que eles possam ser utilizados em qualquer condição de trabalho.
- f) O aprimoramento do trabalho de forma a incluir as variações da viscosidade do fluido, pelo menos em função da temperatura. Isto possibilitaria uma aproximação, ainda maior do modelo com a realidade.
- g) Nosso modelo é essencialmente estacionário. Faz-se necessário um estudo de suas características dinâmicas para que se possa cogitar a síntese de um sistema de controle para as transmissões hidrostáticas e/ou hidromecânicas.

- h) Estender o modelo para uma transmissão em que as duas unidades hidrostáticas possuem deslocamento volumétrico variável. Verificar, também, experimentalmente o modelo em bombas de engrenagens e de palhetas.
- i) Como a tendência das unidades hidrostáticas é caminharem na direção de pressões de trabalho cada vez mais elevadas (acima de 1000 kp/cm^2) faz-se urgente o estudo da influência da compressibilidade do fluido no rendimento das unidades.
- j) Acompanhar o desenvolvimento tecnológico das unidades hidrostáticas, pois há indícios, [12], de que começam a surgir transmissões cujas perdas não são necessariamente governadas pelas equações aqui propostas.

APÊNDICE 1

APÊNDICE I : FORÇAS EM UMA UNIDADE HIDROSTÁTICA DE PISTÕES AXIAIS

Pretendemos mostrar neste Apêndice a relação existente entre o torque de entrada, M , a pressão fornecida ao fluido hidráulico, P , e o ângulo de inclinação entre os eixos da unidade, ϵ . A figura AP1.1 nos mostra um esquema das forças que atuam sobre os pistões de uma unidade hidrostática. Tomemos inicialmente as forças sobre um único pistão.

Supomos que a unidade está funcionando como bomba e que mantenha o fluido hidráulico a uma pressão constante, P . Neste caso a força, F , que atua sobre o pistão será constante e igual a

$$F = P \cdot A \quad (\text{AP1.1})$$

Por considerações geométricas temos

$$F_a = F \cdot \cos \epsilon \quad (\text{AP1.2})$$

$$F_p = F \cdot \sin \epsilon \quad (\text{AP1.3})$$

$$F_{ra} = F_p \cos \theta \quad (\text{AP1.4})$$

$$F_t = F_p \sin \theta \quad (\text{AP1.5})$$

e

$$F_t = F \cdot \sin \epsilon \cdot \sin \theta \quad (\text{AP1.6})$$

Tanto a força axial, F_a , como a força radial, F_{ra} são absorvidas por elementos estruturais da unidade, tais como rolamentos. Somente a força tangencial F_t , provinda do torque de entrada, M , é utilizada na conversão de energia.

Vamos fazer uma análise da fórmula (AP1.6) em duas etapas. Primeiramente consideremos o pistão parado em uma posição, digamos, $\theta = \pi/2$. A fórmula mencionada se deduz a

$$F = \frac{F_t}{\text{sen } \epsilon} \quad (\text{AP1.7})$$

Vemos agora que para uma força tangencial constante, ou seja, um torque de entrada constante, conseguimos aumentar a força que atua sobre o pistão e, portanto a pressão do fluido, se diminuirmos o ângulo ϵ de inclinação entre os eixos. Obviamente um aumento da pressão devido à diminuição de ϵ implica em uma correspondente diminuição da vazão Q conforme nos mostra a fórmula (1.3). Fica assim demonstrado como a partir de uma potência de entrada que mantém constante a relação entre os parâmetros "potencial" e "de fluxo", obtemos uma mesma potência na qual podemos variar continuamente a relação entre esses mesmos parâmetros.

É fácil mostrar como o trabalho hidráulico executado no tempo, portanto a potência convertida, não depende do ângulo ϵ . O trabalho hidráulico, T_h , executado por um pistão em um ciclo de bombeamento é:

$$T_h = F \cdot H \quad (\text{AP1.8})$$

ou de (1.1)

$$T_h = \frac{F_t}{\text{sen } \epsilon} \cdot D \text{ sen } \epsilon$$

$$T_h = F_t \cdot D \quad (\text{AP1.9})$$

Mostramos como o trabalho realizado pela máquina não depende do ângulo ϵ e conseqüentemente da relação que assumem os parâmetros da potência, desde que, ela mesma, seja mantida constante.

A segunda análise da fórmula (AP1.6) procura explicar o significado de sua dependência da variável θ . Consideremos agora ϵ como constante.

$$\text{sen } \epsilon = k_e \quad (\text{AP1.10})$$

assim de (AP1.6)

$$F_t = k_e \cdot F \text{ sen } \theta \quad (\text{AP1.11})$$

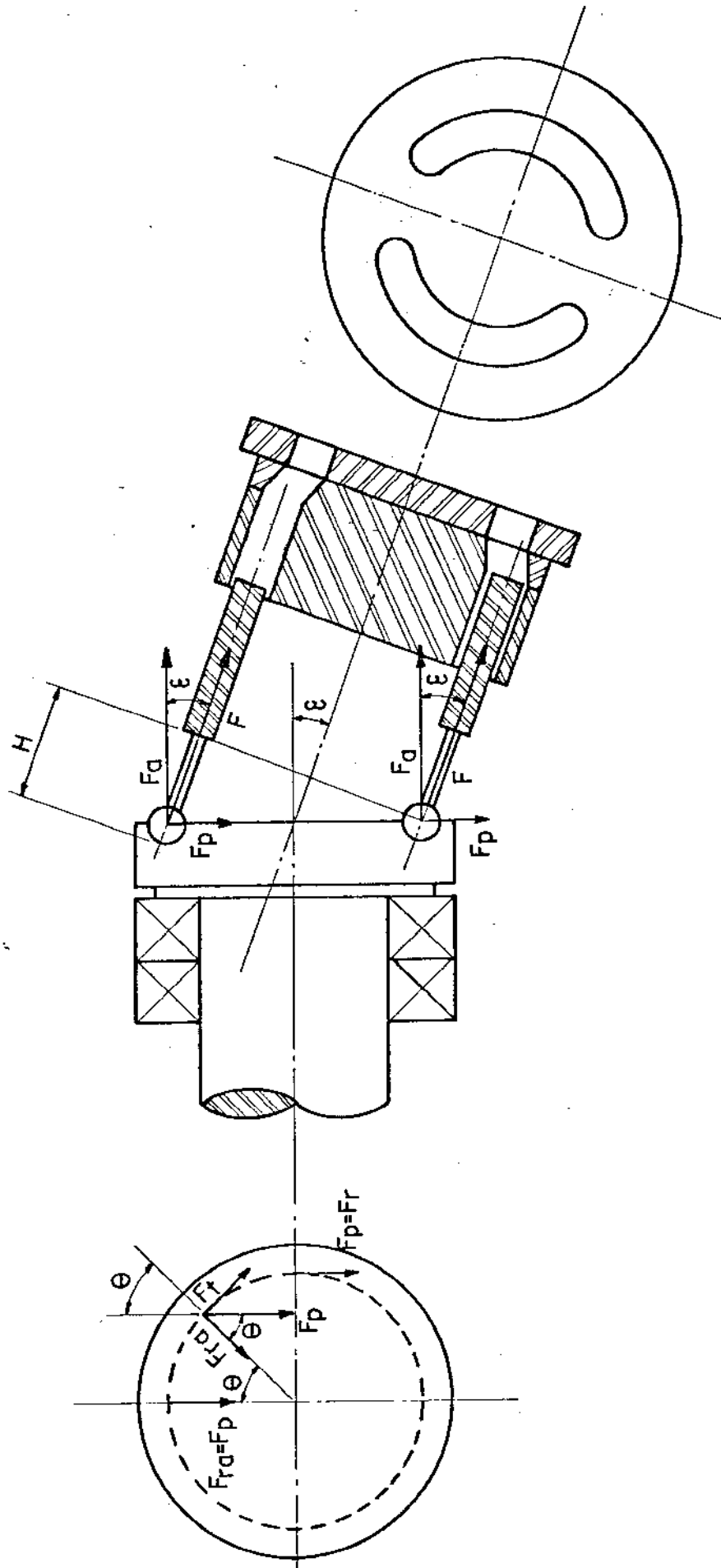


Figura AP1.1: Forças em uma unidade hidroestática de pistões axiais, atuando como bomba.

A fórmula (AP1.11) nos mostra que se tivéssemos uma unidade com um único pistão e quiséssemos manter constante a pressão no fluido e, portanto F , ao longo de um ciclo de bombeamento, teríamos de fornecer uma força tangencial, F_t ou seja, um torque, com a forma de uma "pulsação" senoidal, função do ângulo θ .

Na prática porém a adoção de um número maior de cilindros faz com que o torque absorvido pela unidade tenha uma pulsação de amplitude consideravelmente menor do que uma senóide, como nos mostra a figura (AP1-2). Uma pulsação análoga ocorre com a vazão fornecida pela bomba. Os efeitos destas pulsações estão discutidos e analisados por [1], [4] e [12]. É possível mostrar, via Série de Fourier, que a pulsação é menor para unidades com número ímpar de pistões e que para uma unidade com 5 pistões a irregularidade das grandezas, torque e vazão, não ultrapassa os 2% (dois por cento) do valor máximo das mesmas.

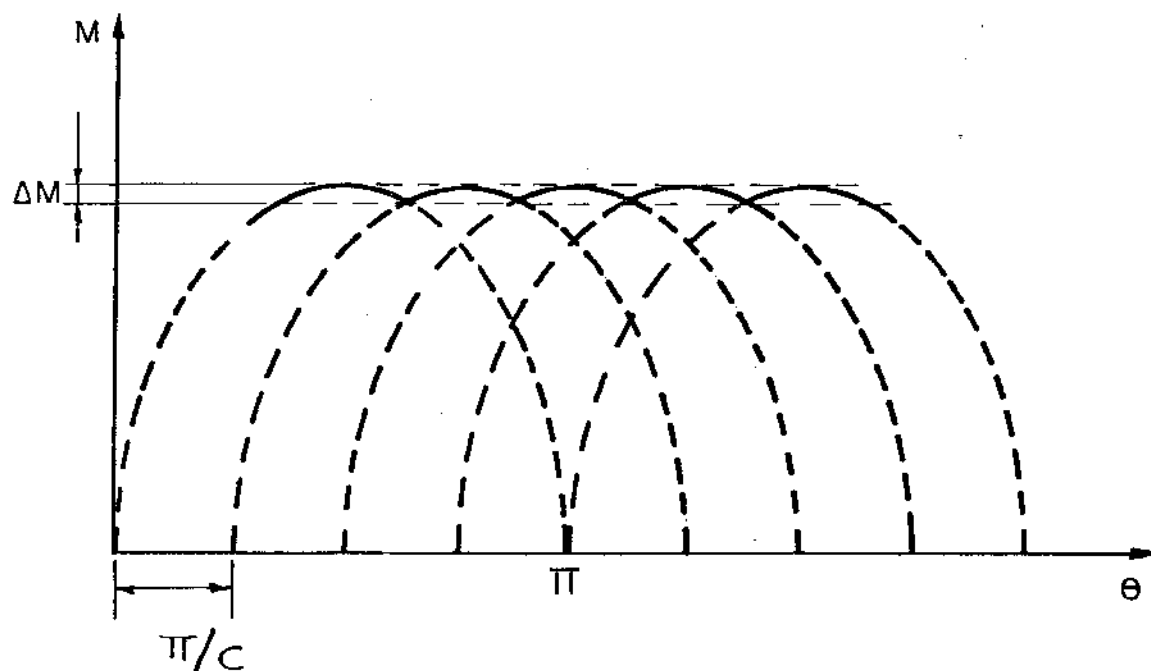


Figura AP1-2: Pulsação no torque absorvido, por uma unidade de "C" pistões, para manter uma pressão constante no fluido.

Para finalizar cabe a observação de que a presente análise também se aplica aos motores hidráulicos.

APÊNDICE 2

APÊNDICE 2: LEIS QUE GOVERNAM AS PERDAS PROPOSTAS PARA AS UNIDADES HIDROSTÁTICAS

AP2.1. PERDAS DE VAZÃO POR FUGAS

As perdas de vazão por fugas ocorrem normalmente onde existem folgas e uma diferença de pressão, P , que impulse o fluido através da folga ou onde um movimento relativo entre duas partes seja capaz de arrastar consigo porções de fluido devido à ação viscosa. Para efeito de equacionamento destas perdas vamos considerar que a vazão de fuga escoar através de duas placas planas paralelas que podem ter uma velocidade relativa, V , e que o escoamento entre as placas é laminar, tal como mostrado na figura AP2-1.

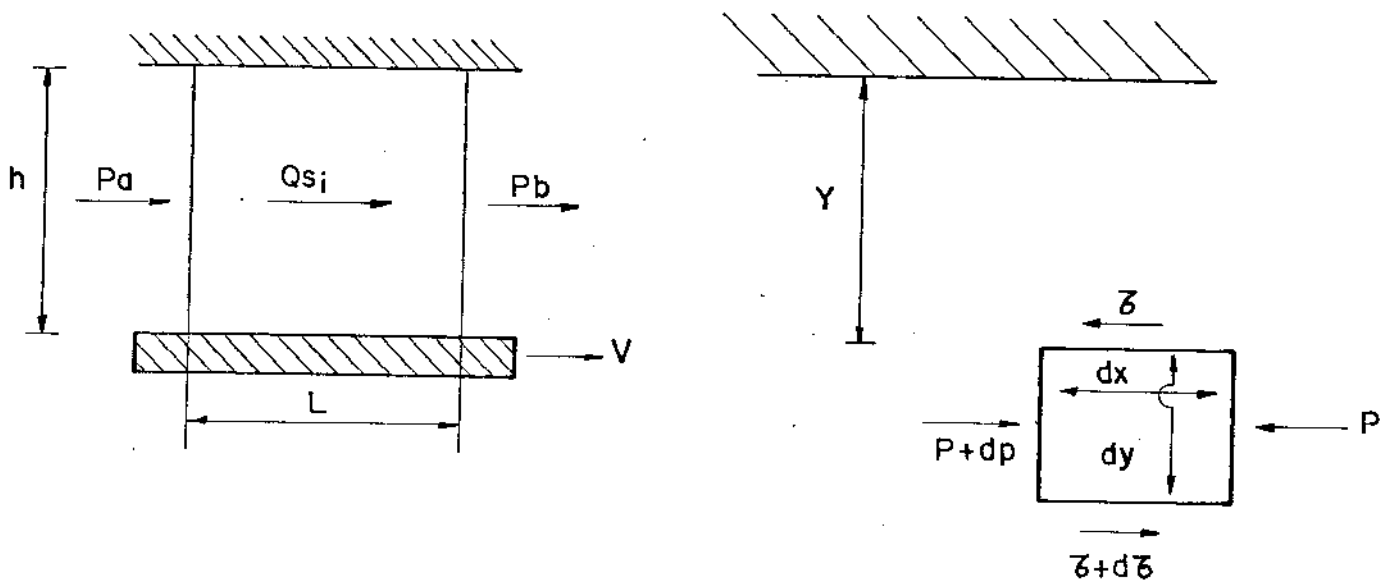


Figura AP2-1: Escoamento laminar de fluido Newtoniano através de placas paralelas com movimento relativo.

A placa inferior se move com uma velocidade V . Considerando uma largura b e o regime de escoamento estacionário podemos equacionar o equilíbrio do elemento da figura AP2-1b como:

$$[(P + d_p) - P] b \cdot dy + [(\tau + d\tau) - \tau] b \cdot dx = 0$$

simplificando

$$\frac{dP}{dx} = - \frac{d\tau}{dy} \quad (\text{AP2.1})$$

Sabemos de [25] que se as placas forem paralelas então o gradiente de pressão " dp/dx " é constante. Podemos então integrar (AP2.1) resultando

$$\tau = - \frac{dP}{dx} \cdot y + \tau_0 \quad (\text{AP2.2})$$

Aplicando a conhecida relação de Newton entre tensão e gradiente de velocidade

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy} \quad (\text{AP2.3})$$

em (AP2.2) temos

$$\mu \cdot \frac{dv}{dy} = \tau_0 - \frac{dP}{dx} \cdot y \quad (\text{AP2.4})$$

(AP2.4) pode ser integrada fornecendo

$$\mu \cdot v = \tau_0 \cdot y - \frac{dP}{dx} \cdot \frac{y^2}{2} + C_1$$

aplicado as condições de contorno

$$y = 0 \quad , \quad v = 0$$

$$y = h \quad , \quad v = V$$

temos

$$C_1 = 0$$

$$\tau_o = \frac{\mu \cdot V}{h} + \frac{dP}{dx} \cdot \frac{h}{2} \quad (\text{AP2.5A})$$

A velocidade v a uma distância y da placa fixa é:

$$v = \frac{V}{h} \cdot y + \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \left[\frac{h}{2} \cdot y - \frac{y^2}{2} \right] \quad (\text{AP2.5})$$

A quantidade total de fluido escoando através das placas é

$$Q_{s_i} = \int_0^h v \cdot b \cdot dy$$

ou

$$Q_{s_i} = \int_0^h \left[\frac{V}{h} \cdot y + \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \left(\frac{h}{2} \cdot y - \frac{y^2}{2} \right) \right] \cdot b \cdot dy$$

que após a integração resulta

$$Q_{s_i} = \left[\frac{V \cdot h}{2} + \frac{dP}{dx} \cdot \frac{h^3}{12 \cdot \mu} \right] b \quad (\text{AP2.6})$$

onde substituindo o gradiente dP/dx por

$$\frac{dP}{dx} = \frac{P_a - P_b}{L} = \frac{P}{L} \quad (\text{AP2.7})$$

temos

$$Q_{s_i} = \left[\frac{V \cdot h}{2} + P \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{h^3}{12 \cdot L} \right] b \quad (\text{AP2.8})$$

Considerando que nem todas as placas paralelas, por onde há uma vazão de fuga, tem movimento relativo, ($V = 0$), e que conforme a unidade trabalhe como bomba ou motor o gradiente de pressão, (P/L), ora assume o mesmo sinal de V ora sinal contrário, e ainda que para unidades de deslocamento variável (α não constante) geralmente V é função de α , vamos desprezar o termo $(V \cdot h/2)$ que nos forneceria a vazão de fuga por transporte devido ao atrito viscoso. Reduzimos (AP2.8) para:

$$Q_{s_i} = \frac{1}{\mu} \cdot P \cdot \frac{h^3 \cdot b}{12 \cdot L} \quad (\text{AP2.9})$$

A equação (AP2.9) nos indica que a vazão de fuga é inversamente proporcional à viscosidade dinâmica do fluido, diretamente proporcional à diferença de pressão entre os extremos da "passagem", que apresenta a folga h , e também função da geometria da passagem.

Aqui vale a pena ressaltar que a vazão de fuga é função da folga h elevada ao cubo. Agora percebemos a importância de um refinado processo de manufatura para que o rendimento da unidade hidrostática seja elevado. Mais tarde, porém, vamos verificar que existe uma folga que maximiza o rendimento sem que esta seja necessariamente nula.

A equação (AP2.9) nos indica a vazão de fuga, Q_{si} , através de uma única passagem. As U. H., todavia, apresentam diversos pontos de fuga que são regidas por esta equação. Notando que Q_{si} é uma "função linear" de diferença de pressão P , podemos escrever a vazão de fuga total Q_s como sendo:

$$Q_s = \sum Q_{si} \quad (\text{AP2.10})$$

ou

$$Q_s = \frac{1}{\mu} \cdot P \cdot \sum_i \left[\frac{h^3 \cdot b}{12L} \right]_i \quad (\text{AP2.10A})$$

Será bastante útil relacionar a vazão de fuga Q_s com deslocamento volumétrico total da unidade q_o através de um "coeficiente de fuga ou escorregamento", C_s , adimensional, definido da seguinte maneira:

$$C_s \cdot q_o = \sum \left[\frac{h^3 \cdot b}{12L} \right]_i \quad (\text{AP2.11})$$

Ou em (AP2.10A)

$$Q_s = C_s \cdot q_o \cdot \frac{1}{\mu} \cdot P \quad (\text{AP2.12})$$

A última expressão nos fornece a dependência funcional da vazão total de fuga para uma unidade de características geométrica q_o em termos de um coeficiente adimensional C_s a ser medido para cada unidade. Fornece também a relação deste tipo de perda com as variáveis de operação, no caso P .

Deve estar claro que no modelo descrito as folgas h_i não devem sofrer variações.

AP.2.2. PERDAS POR ATRITO VISCOSO

Já dissemos que as perdas por atrito viscoso estão relacionadas com superfícies em movimento relativo, entre as quais existe uma camada de lubrificante. Este é também o caso da figura AP2.1, e devemos calcular qual a força necessária para deslocar a placa inferior com uma velocidade V . Esta força pela sua distância ao centro do movimento produz um torque resistivo que deve necessariamente ser vencido para que haja o movimento relativo.

A tensão τ devido à ação viscosa que retarda o movimento da placa é dada pela tensão de cisalhamento no fluido quando $y = h$. De (AP2.2), (AP2.5A) e (AP2.7) temos

$$\tau_h = -\frac{P}{L} \cdot \frac{h}{2} + \mu \cdot \frac{V}{h} \quad (\text{AP2.13})$$

A força total na placa F_{vi} é a tensão τ_h multiplicada pela área da placa

$$F_{vi} = \left[-\frac{P}{L} \cdot \frac{h}{2} + \mu \cdot \frac{V}{h} \right] b \cdot L$$

ou

$$F_{vi} = -P \cdot \frac{h}{2} \cdot b + \mu \cdot V \cdot \frac{b \cdot L}{h} \quad (\text{AP2.14})$$

Geralmente nas U.H. existe grande quantidade de partes sujeitas ao atrito viscoso e que não estão sujeitas ao gradiente de pressão P/L . De fato só estão submetidas a este gradiente as partes móveis diretamente ligadas ao escoamento do fluido. Vamos então desprezar em (AP2.14) o termo que contém P .

Assim

$$F_{vi} = \mu \frac{V \cdot bL}{h} \quad (\text{AP2.15})$$

Lembrando que

$$V = R \cdot \omega = R \frac{n}{2\pi} \quad (\text{AP2.16})$$

onde R é a distância da placa em que se aplica a força ao centro do movimento. O torque resistivo M_{vi} é dado por

$$M_{vi} = F_{vi} \cdot R \quad (\text{AP2.17})$$

De (AP2.15) e (AP2.16) em (AP2.17) temos

$$M_{vi} = \mu \cdot \frac{n}{2\pi} \cdot \frac{b \cdot L \cdot R^2}{h} \quad (\text{AP2.18})$$

A equação (AP2.18) nos indica o torque consumido por duas superfícies que possuem movimento relativo ao qual se opõe um atrito viscoso. Ele é formada por três componentes de significado distinto. É uma função da viscosidade dinâmica, da rotação da unidade e de suas características geométricas.

Contrariamente ao item anterior este torque é uma função do inverso da folga h entre as superfícies. Isto nos sugere que a folga que produz o maior rendimento para a unidade hidrostática de corre de uma "solução de compromisso" entre as perdas de vazão por fuga e as perdas de torque por atrito viscoso. É possível obter-se uma otimização para o valor de h , conforme nos mostra [3].

Como no item anterior, nos interessa é a perda de torque produzida por todas as superfícies em movimento sujeitas ao atrito viscoso. Como as perdas M_{vi} são uma função linear da velocidade, n , podemos escrever a perda de torque total M_V como sendo

$$M_V = \mu \cdot \frac{n}{2\pi} \sum_i \left[\frac{b \cdot L \cdot R^2}{h} \right]_i \quad (\text{AP2.19})$$

Relacionando M_V com o deslocamento volumétrico q_0 através de um coeficiente adimensional de atrito viscoso, C_v , definido por

$$C_v \cdot q_o = \sum_i \left[\frac{b L R}{h} \right]_i \quad (\text{AP2.20})$$

de (AP2.20) em (AP2.19) temos

$$M_v = C_v \cdot \mu \cdot \frac{n}{2\pi} \cdot q_o \quad (\text{AP2.21})$$

Esta expressão explicita a variação funcional das perdas de torque por atrito viscoso com as variáveis de operação, no caso n . Obviamente o coeficiente de atrito viscoso C_v é uma característica de cada unidade hidrostática em separado.

Nem sempre as superfícies em movimento relativo encontram condições de atrito viscoso "puras". Meyer, [27], tratando de retentores, faz uma classificação em três tipos de atrito conforme o peso da incidência do atrito seco nas condições de operação. Tornamos, então, a deixar claro que algumas perdas não são regidas puramente pelo atrito viscoso, existindo frequentemente uma percentagem de atrito seco. O nosso método separa estes tipos de perdas diferenciadas que ocorrem simultaneamente. O próximo passo é mostrar a relação entre as perdas por atrito seco e as variáveis de operação.

AP2.3. PERDAS POR ATRITO SECO

Sobre o atrito teórico a seco Meyer, [27], nos diz:

"A condição do atrito teórico a seco pode receber a seguinte definição: não há qualquer película líquida na interface de vedação. O atrito é influenciado principalmente pela ação de corpos sólidos nas superfícies de deslizamento, tendo estas absorvido gases e vapores, podendo conter também camadas de oxidação. O desgaste é acentuado, dependendo em larga escala da combinação de materiais ... Na faixa de atrito teórico a seco pode-se aplicar, em primeira aproximação, a Lei de Coulomb"

$$F_{fi} = C_{fi} \cdot F_{ni} \quad (\text{AP2.22})$$

onde F_{fi} é a força de atrito, C_{fi} o coeficiente de atrito entre as superfícies e F_{ni} a força normal entre as superfícies.

Os textos [25], [26] e [27] indicam claramente que o coeficiente de atrito não é constante sendo dependente, dentre outros, da velocidade relativa das superfícies, do tempo, e mesmo da força normal. Portanto ao assumirmos, como faremos, um valor constante para os coeficientes de atrito C_{fi} estamos introduzindo no modelo algumas simplificações em relação à realidade.

Nas U. H. duas superfícies estão submetidas ao atrito sêco causando uma força de atrito F_{fi} a uma distância R_i do centro do movimento. É lícito supor que a força normal à duas superfícies deslizantes seja proporcional a carga ou aos esforços internos nas U. H., ou seja, é proporcional à diferença de pressão que atua na unidade. Sendo A_i a área entre duas superfícies quaisquer subme-
tidas ao atrito sêco

$$F_{ni} = P \cdot A_i \quad (\text{AP2.23})$$

Por sua vez o momento perdido em atrito sêco M_{fi} é

$$M_{fi} = F_{fi} \cdot R_i \quad (\text{AP2.24})$$

de (AP2.22) e (AP2.23) em (AP2.24)

$$M_{fi} = C_{fi} \cdot P \cdot A_i \cdot R_i \quad (\text{AP2.25})$$

Existem i momentos de perdas devido ao atrito sêco em uma U. H. notando a dependência linear de M_{fi} em relação a P , podemos escrever para o momento total de perdas devido ao atrito sêco M_f

$$M_f = \sum_i M_{fi} \quad (\text{AP2.25})$$

ou

$$M_f = P \cdot \sum C_{fi} \cdot A_i \cdot R_i \quad (\text{AP2.26})$$

Definindo um coeficiente de atrito sêco total C_f , adimensional, pela relação

$$C_f = \frac{2\pi}{q_o} \cdot \sum_i [C_{f_i} \cdot A_i \cdot R_i] \quad (\text{AP2.27})$$

podemos reescrever (AP2.26)

$$M_f = C_f \cdot P \cdot \frac{q_o}{2\pi} \quad (\text{AP2.28})$$

A expressão (AP2.28) nos indica que para uma determinada unidade hidrostática caracterizada por q_o e C_f a perda devido ao atrito seco é função somente da diferença de pressão P que perpassa a unidade. Obviamente esta expressão não contempla todas as situações em que o atrito seco pode se manifestar. Alguns autores, [3] e [5], sugerem a existência de um termo de atrito seco que seja constante, não dependendo da pressão P . Porém para trabalho em pressões elevadas este termo tende a se tornar insignificante quando comparado à M_f .

AP2.4. PERDAS HIDRODINÂMICAS

Para acharmos a dependência funcional das perdas hidrodinâmicas em relação às variáveis de operação vamos considerar o escoamento do fluido pela U. H. como sendo "turbulento". Nestas condições, conforme nos indica [29], as perdas estão associadas à dissipação da energia cinética das massas fluidas, ou seja, são uma função da densidade do fluido, ρ , e do quadrado de sua velocidade média v^2 .

Segundo [30] a equação de "Darcy-Weisbach", (AP2.29) é ainda uma equação básica para se medir a queda de pressão P_h que ocorre em um fluido incompressível escoando por dutos

$$P_h = f \cdot \frac{AL}{2R_o} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{AP2.29})$$

onde f é uma função da viscosidade dinâmica, da rugosidade e da geometria do duto. $(AL/2Ro)$ são relações geométricas.

Se tomarmos um fator de escala linear λ para discutirmos as unidades hidrostáticas em termos de modelos vamos verificar que todas as seções dos cilindros ou das passagens serão proporcionais a λ^2 . Da mesma forma os volumes, ou mais particularmente, o deslocamento volumétrico máximo q_o é uma função de λ^3 . As velocidades tanto das partes deslizantes quanto do fluido serão proporcionais a λ e a velocidade do eixo, n , além do parâmetro adimensional α que indica a variação do deslocamento volumétrico da unidade.

Assim a velocidade do fluido V_h é proporcional a

$$V_h = f(n, \alpha, q_o^{1/3}) \quad (\text{AP2.30})$$

ou

$$V_h = k \cdot n \alpha q_o^{1/3} \quad (\text{AP2.30A})$$

O torque absorvido pelas perdas hidrodinâmicas M_h será a queda de pressão no fluido P_h multiplicada pelo deslocamento volumétrico atual $\alpha \cdot q_o$.

$$M_h = P_h \cdot \alpha \cdot q_o \quad (\text{AP2.31})$$

substituindo a relação funcional (AP2.30A) em (AP2.29) e esta em (AP2.31) temos

$$M_h = f \cdot k^2 \cdot \frac{AL}{4Ro} n^2 \alpha^3 q_o^{5/3} \cdot \rho \quad (\text{AP2.32})$$

Definindo o coeficiente I como

$$I = q_o^{5/3} \cdot \rho \quad (\text{AP2.33})$$

e um coeficiente de perdas hidrodinâmicas C_h

$$C_h = f \cdot k^2 \cdot \frac{AL}{2Ro} \cdot \pi \quad (\text{AP2.34})$$

temos

$$M_h = C_h \cdot \frac{I}{2\pi} \cdot n^2 \alpha^3 \quad (\text{AP2.35})$$

A expressão (AP2.35) nos mostra a variação funcional da perda de torque hidrodinâmico total da unidade M_h com respeito as variáveis de operação n e α . O coeficiente adimensional de perdas hidrodinâmicas C_h é uma função de geometria e rugosidade do contorno sólido e da viscosidade dinâmica do fluido. Os coeficientes C_h e I variam em função de diversas variáveis mas não de nossas variáveis de operação n , α e P . A rigor existe uma dependência de C_h em relação às variáveis de operação. Por exemplo a viscosidade dinâmica é uma função da pressão do fluido P . Entretanto essas dependências tem um peso "secundário" e não vamos considerá-las em nossas equações.

APÊNDICE 3

APÊNDICE 3: RELAÇÃO DE EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NO ENSAIO DA TRANS-
MISSÃO HIDROSTÁTICA

Este Apêndice fornece uma relação dos equipamentos utilizados a fim de permitir aos interessados a possibilidade de um estudo mais detalhado das características da bancada de ensaios montada.

- 1) Células de carga utilizadas nos transdutores de pressão
 - a) Alta pressão: BHL - U2M1-1000 (B.H.L. ELETRONICS)
 - b) Baixa pressão: BHL - U2M1-100 (" ")
- 2) Torquímetros utilizados
 - a) Entrada: S.HIMMELSTEIN - MCRT - 9 - 02T(1-3)
 - b) Saída: S.HIMMELSTEIN - MCRT - 9 - 02T(4-3)
- 3) Transdutor de deslocamento para medição de ϕ :
- SHAEVITZ RVDT - R - 30 - D
- 4) Tacômetros utilizados para medida de rotação
 - a) Entrada: Tacômetro PHILLIPS-PR9907
 - b) Saída: Tacômetro BRÜEL e KJAER Modelo 5586
- 5) Condicionador de sinal das células de carga dos transdutores de pressão:
- Alta e baixa pressão: UNHOLTZ-DIKLE / CONDICIONADOR E AMPLIFICADOR DE PONTE Modelo D22PMB
- 6) Condicionadores de sinal dos torquímetros
 - a) Entrada: PHILLIPS - CONDICIONADOR DE PONTE - Modelo PR-9307
 - b) Saída: PHILLIPS - CONDICIONADOR DE PONTE - Modelo PR-9330
- 7) Medidores de pressão utilizados na calibração dos transdutores de pressão
 - a) Alta pressão: Manômetro Dresser WHR-100/1 (0-400 kp/cm²)
 - b) Baixa pressão: ENDEVCO - Transdutor de pressão piezo-resistivo Modelo 8510-100. Calibração de Fábrica:
4,00 mV/PSI

8) Sistema de aquisição de dados

HEWLETT-PACKARD Modelo 3052A, contendo:

- a) Voltímetro de leitura rápida modelo 3437A
- b) Voltímetro digital de grande resolução modelo 3455A
- c) Scanner modelo 3495A

9) Computador-controlador

HEWLETT-PACKARD DESKTOP COMPUTER Modelo 9845A

APÊNDICE 4

APÊNDICE 4: ESCOLHA DE UM POLINÔMIO INTERPOLADOR PARA CÁLCULO DO PARÂMETRO α

Uma das variáveis de operação de nosso modelo é a variação do deslocamento volumétrico da bomba, α . Porém, como já vimos, não podemos medir diretamente α . O que medimos na bancada é ϕ , ou seja, o ângulo da manivela da servo-válvula que altera o deslocamento da unidade. Temos então que achar uma relação entre ϕ e α . Nosso modelo supõe que se não existe pressão nas linhas, não ocorrem perdas por fugas, consequentemente a relação n_2/n_1 é igual ao parâmetro α . Podemos então, plotar um gráfico com a relação entre ϕ , medido no ensaio com o motor hidrostático em vazio, e n_2/n_1 , ou seja, α . Isto está feito e mostrado nas Figuras AP4-1, AP4-2 e AP4-3.

A próxima etapa é a escolha de um polinômio que melhore o ajuste aos dados obtidos. Levando em conta a informação do fabricante da transmissão que a relação entre ϕ e α não é linear, mas sim crescente, eliminamos 4 pontos medidos, que a nosso julgamento são atípicos. A interpolação foi feita através de uma subrotina incorporada à biblioteca do computador que ajusta aos pontos fornecidos um polinômio de grau N, arbitrado, pelo método dos mínimos quadrados. A subrotina também fornece um parâmetro "F" que é uma medida da qualidade do ajuste da curva polinomial aos pontos fornecidos. Quanto maior F, melhor o ajuste.

A Tabela AP4-1 fornece o fator F e os coeficientes dos polinômios interpoladores para os graus 1(um) a 10(dez). Uma análise do fator de ajuste "F" nos mostra serem os polinômios de segundo, quarto e quinto grau os de menor ajuste. Nas Figuras AP4-1, AP4-2 e AP4-3 estão plotados as curvas daqueles polinômios, respectivamente, e também os pontos aos quais as curvas foram ajustadas. Observa-se claramente os pontos não considerados no ajuste.

Baseados nestes gráficos e na informação de que a relação entre ϕ e α é crescente, adotamos o polinômio de 5º grau como a relação analítica entre ϕ e α .

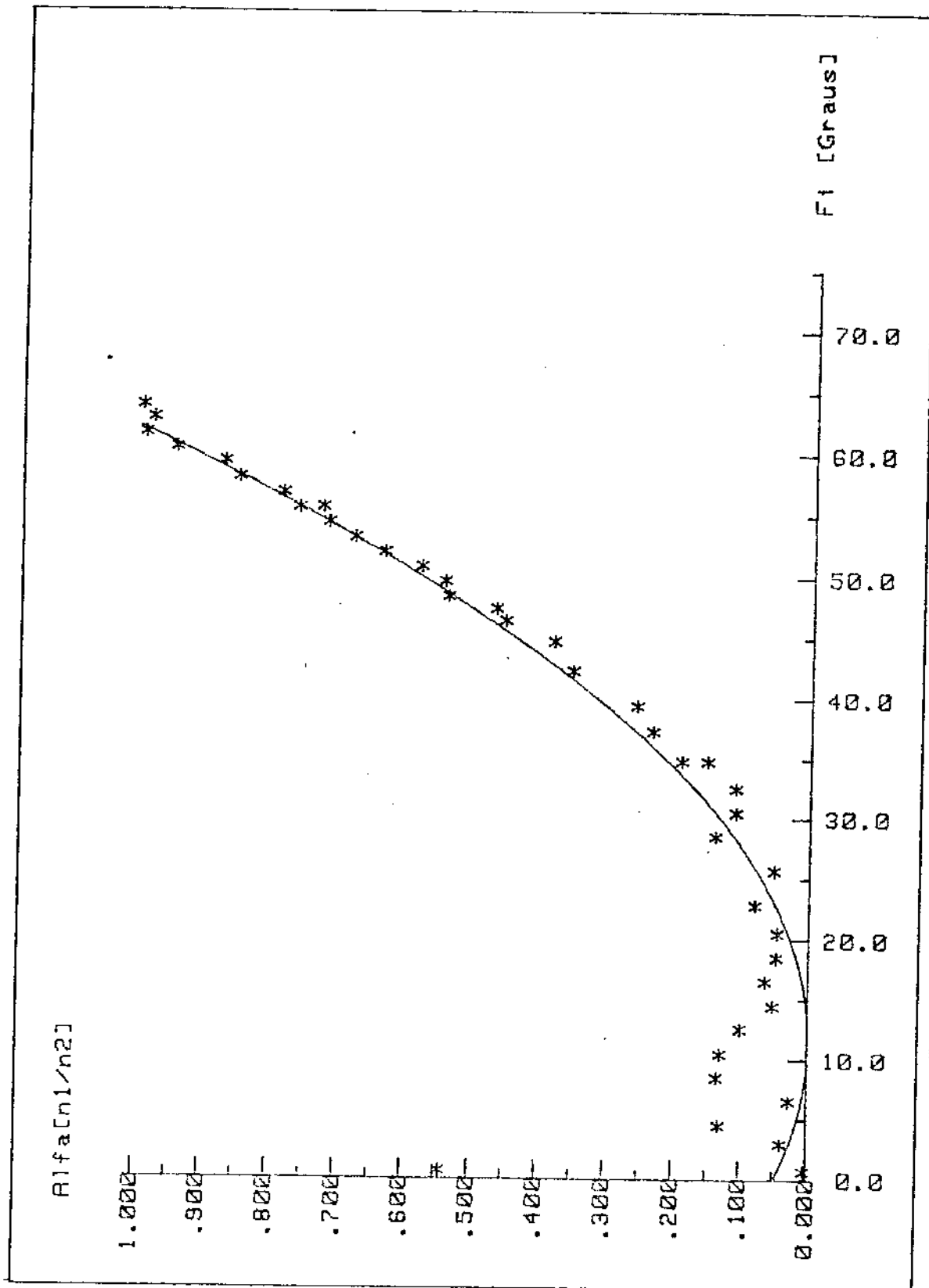


Figura AP4.1. Ajuste de polinômio de 2º grau aos pontos $\phi \times \alpha$.

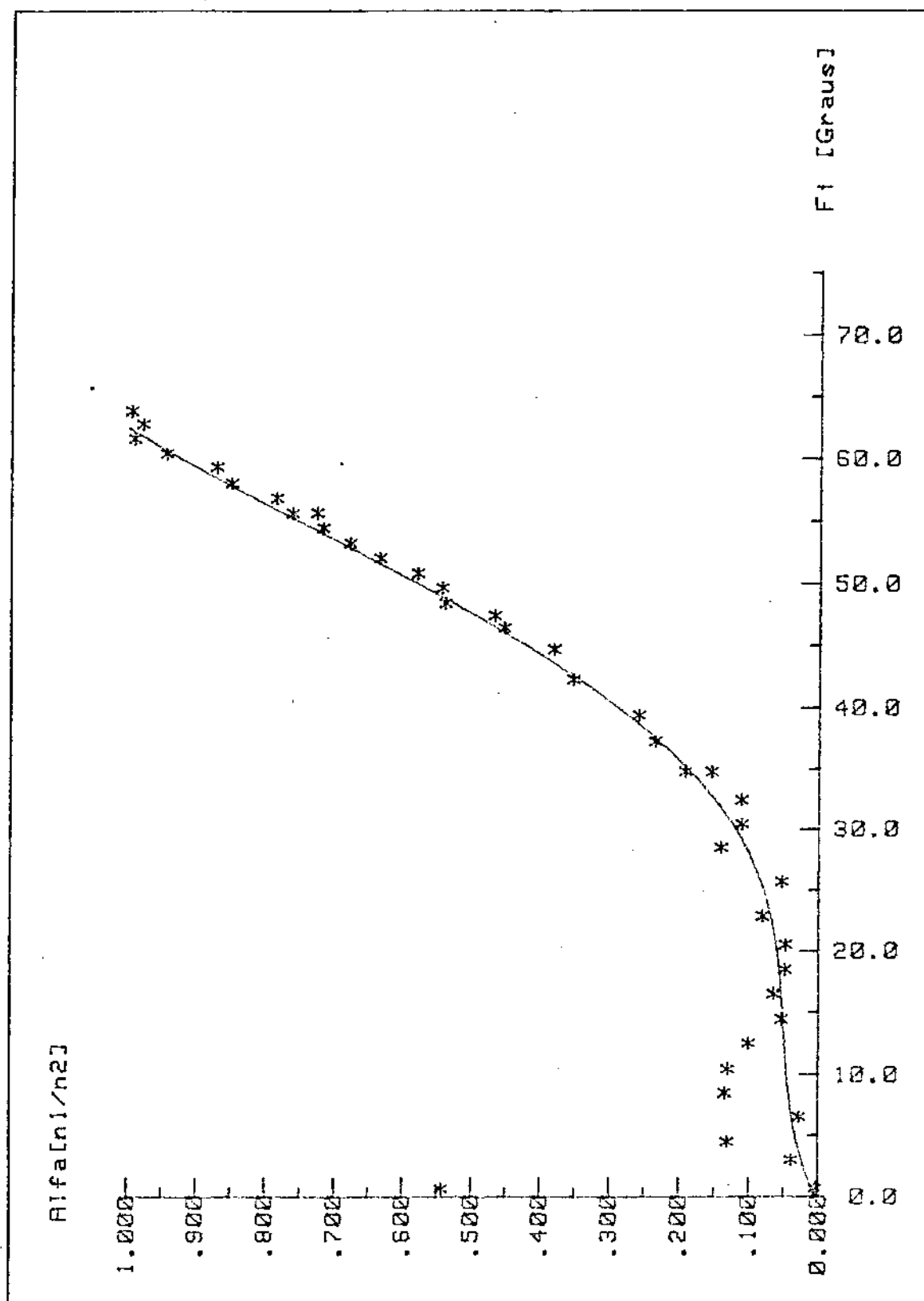


Figura AP4.2. Ajuste de um polinômio do 4º grau para os pontos $\phi \times \alpha$.

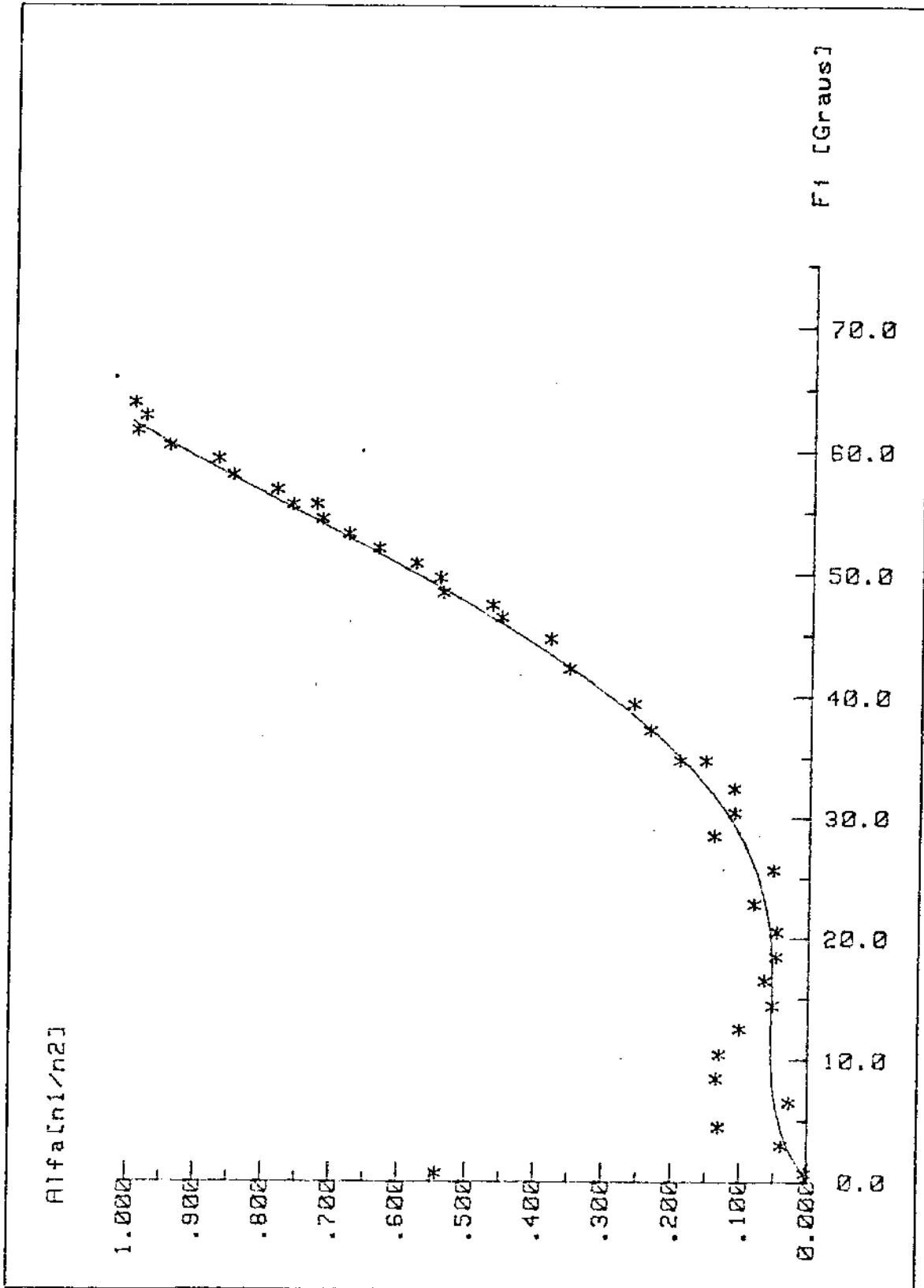


Figura AP4.3. Ajuste de um polinômio do 5º grau para os pontos $\phi \times \alpha$.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] THOMA, JEAN U. - "Hidrostatic Power Transmission", Trade and Technical Press Limited, 1964
- [2] HOLMES, R. - "The Characteristics of Mechanical Engineering Systems", Pergamon Press, 1977
- [3] BLACKBURN, J.F., REETHOF, G., SHEARER, J.L. - "Fluid Power Control", The M.I.T. Press, 1972
- [4] SPEICH, H., BUCCIARELLI, A. - "Oleodinâmica", Editorial Gustavo Gili, S.A., 1972
- [5] WILSON, W.E. - "Rotary-Pump Theory", Transactions of the A.S.M.E., May, 1946, pp. 371-384
- [6] WILSON, W.E. - "Performance Criteria for Positive-Displacement Pumps and Fluid Motor", Transactions of the A.S.M.E., February, 1949, pp. 115-120
- [7] MOTERSON, P.C. - "Hidrostatic Transmissions", SAE Transactions, vol. 68, 1960, pp. 243-347 e 256
- [8] BOWERS, E.H. - "Hidrostatic Transmissions for Vehicles", SAE Transactions, vol. 68, 1960, pp. 248-256
- [9] JACOBS, E. - "Versatile Hydrostatic Transmission Controls Custom Fit Drives to your Application", Hydraulics and Pneumatics, June 1978, pp. 58-61
- [10] WILSON, W.E., LEMME, C.D. - "The Hydromechanical Transmission - Ideal and Real", SAE Paper Nº 680605
- [11] MARTIN, L.S. - "The Development of a Digital Computer Program for Analyzing the Performance of Hydrostatic and Hydromechanical Transmissions", SAE Paper Nº 690566

- [12] LABERGRI, M.S. - "Les Transmission Hydrostatiques de Puissance pour les Vehicules Terrestres", Ingenieurs de L'automobile, 4-77, pp. 192-200
- [13] MAISTRELLI, R. - "Purely Hydrostatic High Ratio Transmission", SAE Paper Nº 790042
- [14] WILSON, W.E. - "Differential Hydrostatic Transmissions", Machine Design, november 19, 1964, pp. 168-174
- [15] KRESS, J.H. - "Hydrostatic Power-Splitting Transmissions for Wheeled Vehicles - Classification and Theory of Operation", SAE Paper Nº 680549
- [16] FRANK, A.A., BEACHLEY, N.H. - "Evaluation of the Flywheel Drive Concept for Passenger Vehicles", SAR Paper Nº 790049
- [17] ORSHANSKY, E., HUNTLEY, P., WESELOH, W. - "Automobile Fuel Economy with Hydromechanical Transmission by Simulation Studues", SAE Paper Nº 74038
- [18] WILSON, W.E. - "Hydrostatic Transmissions", Machine Design, December 7, 1961, pp. 150-159
- [19] SOUZA LIMA, C. DE - "Trens de Engrenagens Planetários: Análise, Síntese e Aplicação em Veículo Híbrido", Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia da UNICAMP, 1980
- [20] WHITE, G. - "Properties of Differential Transmissions", The Engineer, july 28, 1967, pp. 105-111
- [21] ORSHANSKI, E., WESELOH, W.E. - "Characteristics of Multiple Range Hydromechanical Transmissions", SAE Paper Nº 720724
- [22] GACKSTETTER, G. - "Leistungsverzweigung bei der Stufenlosen Drehzahlregelung mit Vierwelligen Planetengetrieben", VDI-Z 108, 1966, Nº 6, Februar (III), pp. 210-214

- [23] ALISON, N.L. - "Fluid Transmission of Power", SAE Transactions, vol. 48, Nº 1, january, 1941, pp. 1-9
- [24] ZINGSHEIM, E.W., SCHALL, M.M. - "Progress of Torque Converters", SAE Transactions, vol. 63, 1955, pp. 84-97
- [25] ALBUQUERQUE, OLAVO A.L. PIRES E, "Lubrificação", Editora McGraw-Hill do Brasil Ltda, 1975
- [26] WARRING, R.H. - "Vedadores e Gaxetas", Editora Polígono S.A., 1971
- [27] MAYER, EHRHARD - "Selos Mecânicos Axiais", Editorial Euro-América Ltda, 1979
- [28] SKF "Catálogo General 2800 S.P.", 1973
- [29] VENNARD, J.K., STREET, R.L. - "Elementos de Mecânica dos Fluidos", Editora Guanabara Dois, 1978
- [30] STREETER, VICTOR L. - "Mecânica dos Fluidos", Editora McGraw-Hill do Brasil, 1977
- [31] DALLY, J.W., RILEY, W.F. - "Experimental Stress Analysis", McGraw-Hill, Inc., 1978
- [32] HERCEG, E.E. - "Schaevitz Handbook of Measurement and Control", Schaevitz Engineering, 1972
- [33] STAVROPOULOU, K. - "Simulação em Computador de um Veículo Híbrido com Armazenamento de Energia em Volante", Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas - UNICAMP, 1981