

## SISTEMA DE MONITORAMENTO DA PRESSÃO DAS CÂMARAS DOS SERVOMOTORES DE TURBINAS HIDRÁULICAS DE REAÇÃO, UMA PROPOSTA PARA AVALIAÇÕES TÉCNICAS DO COMPORTAMENTO OPERACIONAL DO DISTRIBUIDOR.

**C.A. HORTA**  
Eletronorte  
Brasil

**C. GONÇALVES\***  
Eletronorte  
Brasil

**A.T. MADUREIRA**  
Eletronorte  
Brasil

**R.S. RIBEIRO\***  
Eletronorte  
Brasil

**Resumo** – As turbinas hidráulicas de reação (que trabalham com o rotor totalmente submerso e desenvolvem potência por ações combinadas da energia de pressão e energia cinética) que são tratadas neste trabalho, são as de fluxos mistos e fluxos axiais, e se restringindo as turbinas do tipo Francis, Kaplan e Bulbos. O modelo proposto por este trabalho considera distribuidores, dotados de anel de regulação movidos por 1; 2 ou 4 servomotores, e também poderá ser estendido para servomotores individuais com alguns pequenos complementos.

Este trabalho tem por objetivo, apresentar uma metodologia de monitoramento principalmente das pressões das câmaras dos servomotores dos distribuidores de turbinas hidráulicas protótipos, de modo a determinar o torque de atrito, o torque hidráulico, o torque de fechamento do distribuidor, o torque de abertura do distribuidor, tendência de fechamento das palhetas diretrizes quando a deriva e também prever o estado geral do sistema de acionamento do distribuidor.

Este trabalho tem também por objetivo trocar informações com as demais empresas dos setores elétricos, nacional e internacional, sobre este tema.

**Palavras chave:** Servomotores, monitoramento, pressão, turbinas hidráulicas, distribuidor

### 1 INTRODUÇÃO

O mecanismo do distribuidor, tem por função assegurar o posicionamento das palhetas diretrizes sempre com um mesmo ângulo, bem como a sua movimentação sincronizada, de forma a controlar a vazão/potência da turbina, que for requerida pelo sistema. Quando uma das palhetas diretrizes for travada por um motivo qualquer, por exemplo por um corpo sólido convectado pela veia líquida, o sistema prevê um fusível mecânico, ou seja, o rompimento de um pino de cisalhamento de forma a proteger as demais partes do sistema e permitir a continuidade operacional da turbina. As forças normais envolvidas neste processo são as de ação da água, que promoverão o torque hidráulico e as de atrito que darão origem ao torque de atrito, sendo que em condições normais operacionais o torque total a ser vencido pelos servomotores é a soma do torque de atrito ao torque hidráulico. Nos ensaios de modelo reduzido das turbinas hidráulicas, normalmente o torque hidráulico das palhetas do distribuidor são medidos por intermédio de extensômetros (strain gages), que são montados na forma de ponte completa na parte superior de algumas palhetas do distribuidor. Para determinar os toques hidráulicos são realizadas medidas para distintas aberturas do distribuidor de maneira a

cobrir as principais regiões de operação da unidade. Na turbina protótipo, normalmente estas medidas não são realizadas.

A ELETRONORTE já testemunhou a realização de ensaios em modelos reduzidos de turbinas Francis e Kaplan, onde foram conferidas as medições de torques da unidade, flutuações de torques e torques no eixo das palhetas diretrizes.

O torque hidráulico da turbina é convertido em potência mecânica, que ao aplicar o freio no eixo (para a turbina modelo), e com o auxílio de um torquímetro, pode-se medir o torque total que é utilizado para o cálculo da potência mecânica no eixo da unidade. Este torque total contempla o torque hidráulico acrescido do torque de atrito.

Para as medições na turbina modelo normalmente utilizam-se mancais hidrostáticos, sendo um superior, que é responsável por manter flutuando o rotor gerador, que por intermédio de um braço de alavanca permite a medição do torque total, e um mancal hidrostático inferior que permite medir o torque de atrito originado pela fricção dos mancais normalmente de rolamento e do selo de água (selo hidráulico).

O torque principal da turbina é medido por uma célula de carga instalada em um braço de alavanca. Esta célula de carga é calibrada por uma série de pesos padronizados.

O torque de atrito, também denominado de torque parasita é medido por uma célula de carga de forma semelhante.

As diferenças entre os torques, total e de atrito, representam o torque hidráulico da turbina.

As flutuações de torques também são determinadas por um torquímetro instalado no eixo da unidade entre o rotor da turbina e o gerador. Os sinais deste torquímetro são analisados em conjunto com as flutuações de pressões da unidade, pelo fato de que as flutuações de torque normalmente são induzidas pelas variações das forças de pressão da turbina e das forças eletromagnéticas do gerador. As flutuações de torques só são transponíveis do modelo para o protótipo se as condições de similitude forem garantidas, inclusive para o sistema de equalização de pressão entre a parte superior e inferior do rotor da turbina.

A realização de diversos ensaios de modelo reduzido tem demonstrado que devido a diversidade de projetos hidráulicos e estruturais as condições dos fluxos de entrada e saída nos distribuidores das turbinas de reação podem mudar de forma significativa ao longo da caixa espiral ou semi-espiral. Estas mudanças conduzem a necessidade de realizar a medição do torque em diversas palhetas com posições distintas nos ensaios de modelo reduzido, de forma a representar as distribuições de pressões ao longo da caixa espiral. A norma IEC 60193, recomenda medir o torque nos ensaios de modelo reduzido em pelo menos 3 palhetas para caixas espirais e mais de 3 palhetas para caixas semi-espirais.

Quando testes em modelos homólogos já estiverem sido realizados com sucesso, permite-se a realização da medição do torque em apenas uma palheta diretriz.

Quando o número de palhetas fixas do pré-distribuidor for diferente do número de palhetas diretrizes do distribuidor o torque deverá ser medido em duas palhetas adjacentes, com a finalidade de avaliar as possíveis interferências hidráulicas.

Havendo desalinhamento de palhetas, o torque deverá ser medido em 3 palhetas adjacentes, para avaliações das interferências hidráulicas.

Normalmente o torque hidráulico nas palhetas modelos do distribuidor da turbina são medidos através de strain gages, conectados em ponte completa instalados na parte superior do eixo da palheta. A calibração é realizada aplicando-se torques conhecidos por intermédio de pesos padronizados em um braço de alavanca. As palhetas modelos são especialmente preparadas pelos Fabricantes para a realização destas medições.

Na prática estas medições são realizadas em 5 ou 6 palhetas diretrizes, para distintas aberturas do distribuidor, procurando varrer a faixa operacional das unidades, de forma síncrona e assíncrona e para evitar a influência do atrito, rolamentos especiais de esferas são instalados nas palhetas, portanto, o torque medido no modelo e transposto para o protótipo é hidráulico e não inclui o torque parasita. O torque nos mancais de esfera das palhetas modelos é desprezível quando comparado com os torques reais dos mecanismos dos distribuidores e dos servomotores, portanto, são desconsiderados nesta fase. As vibrações induzidas nas palhetas devido as bancadas de testes e os efeitos hidráulicos, também contribuem para diminuir os torques de atritos nos ensaios de modelo reduzido.

Com estes ensaios é possível determinar as tendências hidráulicas das palhetas diretrizes, quanto ao fechamento e a abertura.

Estes torques ao serem transpostos para o protótipo devem ser corrigidos devido os desvios das leis de similitudes, efeitos amortecedores, diferenças nos mancais, diferenças do torque de atrito do protótipo e do modelo, que devem ser consideradas. Considerando as boas condições de medições e calibrações dos

instrumentos utilizados, pode-se considerar uma incerteza de medições entre o modelo e protótipo de  $\pm 5$  a  $\pm 10\%$ . Entretanto as incertezas das flutuações de torque são bem superiores para o modelo da ordem de  $\pm 10\%$  e para o protótipo de  $\pm 50\%$  podendo atingir em alguns casos  $\pm 100\%$ , portanto, as flutuações de torque não apresentam transposição satisfatória do modelo para o protótipo e devem ser calculadas.

Este trabalho tem por objetivo, apresentar uma metodologia para a determinação dos torques hidráulicos e de atrito para as turbinas protótipos, considerando principalmente o monitoramento das pressões das câmaras dos servomotores dos distribuidores, de modo a determinar o torque de atrito, o torque hidráulico, o torque de fechamento do distribuidor, o torque de abertura do distribuidor, tendência de fechamento das palhetas diretrizes quando a deriva e também prever o estado geral do sistema de acionamento do distribuidor.

Este trabalho tem também tem por objetivo trocar informações com as demais empresas dos setores elétricos, brasileiro e internacional, sobre este tema.

## **2 PROCEDIMENTOS PARA MEDIÇÕES DAS PRESSÕES NAS CÂMARAS DOS SERVOMOTORES E NO MECANISMO DO DISTRIBUIDOR**

Os monitoramentos das pressões nas câmaras dos servomotores fornecerão informações que permitirão determinar os esforços totais disponíveis para a movimentação do anel de regulação e naturalmente das palhetas diretrizes e de todo o mecanismo do distribuidor associado. Estes monitoramentos também permitirão determinar com precisão as tendências hidráulicas das palhetas em abrir ou fechar quando perder esta conexão de acionamento, e ainda determinar o torque hidráulico e o torque parasita, caso não existam interferências mecânicas no mecanismo do distribuidor.

Após a análise técnica dos resultados destes monitoramentos, associados a outros parâmetros da unidade tais como, tensões e deformações, potência, aberturas do distribuidor, potência, queda e vazão, pode-se chegar a um diagnóstico da existência ou não de problemas nos servomotores e/ou mecanismo do distribuidor.

Caso ocorra qualquer interferência mecânica, deformações excessivas, desalinhamentos, travamento de palhetas diretrizes devido a presença de corpos estranhos que passaram através das grades da tomada d'água, atrito excessivo das buchas autolubrificantes, os carregamentos serão maiores e vão refletir nas pressões das câmaras dos servomotores e nos dispositivos de segurança. A pressão máxima do óleo do sistema de regulação convencional é da ordem de 64 bar, considerando o contato ar-óleo, sem que coloque em risco a possibilidade de uma auto ignição ou uma deterioração precoce deste fluido. Também existem sistemas de regulação de alta pressão da ordem de 140 bar, já instalados e em operação, e para estes casos isola-se o ar do óleo por intermédio de um diafragma, ou utiliza-se um gás inerte, normalmente o nitrogênio. O sistema de alta pressão ainda é utilizado em unidades de no máximo 110 MW, conforme informações dos grandes fabricantes de turbinas hidráulicas, mas encontram-se em avaliações para unidades de maior porte.

Uma outra etapa deste trabalho será desenvolver ou utilizar um software de processamento e análise dos resultados de forma rápida e automática, constituindo em um novo sistema de monitoramento.

A cadeia de instrumentação adotada deve centralizar a comunicação e o processamento de dados enviados pelos sensores em um único sistema de aquisição de dados. Esta solução minimiza o tempo de instalação e preparação dos equipamentos, bem como reduz as chances de falha de comunicação, uma vez que os protocolos de rede são uniformizados. De preferência recomenda-se a adoção de sistemas de aquisição que possuam a tecnologia de auto-reconhecimento de sensores.

Este método parte da premissa de que todos os sensores foram devidamente calibrados, e tiveram suas curvas de calibração devidamente inseridas nas etapas de configuração do aquisitor de dados.

Um aspecto básico para aquisição de dados é que todos os sensores deverão ter sua leitura gravada pelo aquisitor de dados em uma mesma base temporal.

As grandezas físicas a serem mensuradas no mecanismo do regulador de velocidade / distribuidor das turbinas de reação ou turbinas de fluxo axial, são as abaixo recomendadas:

1. Deslocamento linear dos atuadores hidráulicos;
2. Pressão manométrica das câmaras de abertura e fechamento dos servo-motores;
3. Potência ativa do gerador;
4. Pressão absoluta de admissão (queda líquida);
5. Pressão manométrica da caixa espiral;

6. Pressão manométrica da tampa da turbina;
7. Pressão manométrica do tubo de sucção;
8. Micro-deformação dos componentes do sistema de regulação;
9. Vibração relativa dos mancais guia da turbina e do gerador;
10. Vibração relativa do mancal de escora da turbina.

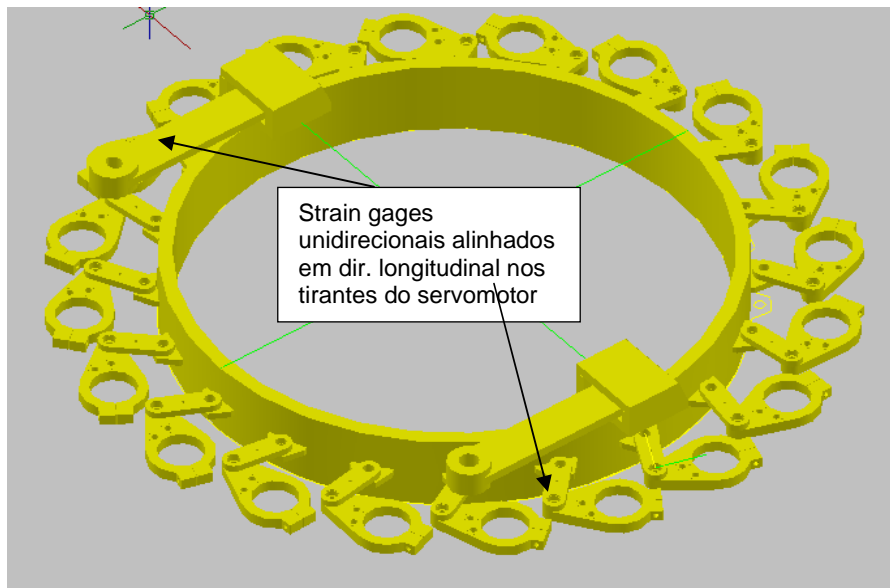
Em um dos ensaios que foram realizados em uma de nossas usinas foram utilizados os seguintes componentes e instrumentos para o monitoramento dos dados citados acima:

- 1) 01 aquisitor de dados, Marca: KYOWA , quantidade disponível de canais : 32 canais;
- 2) 32 pontes completas;
  - 3) Placa de conexão com soquete D para oito strain gages a ponte completa em circuito de 3 fios, para strain gages do tipo roseta e circuito de 1 fio para strain gage unidirecional;
- 3) 4 sensores de micro-deformação do tipo Strain Gauge roseta 90°;
- 4) 21 sensores de micro-deformação do tipo Strain Gauge unidirecional, Kyowa;
- 5) 05 Transdutores de Pressão , capacidade:60 Bar;
- 6) Transdutores de curso ( LVDT) por vareta, capacidade: 500 mm;
- 7) 4 Sensores de aproximação (PROXIMETER), com sensibilidade de 0,01mm;
- 8) 04 conversores de tensão universais;
- 9) 1000 m Cabo 4x22 blindado KPM.

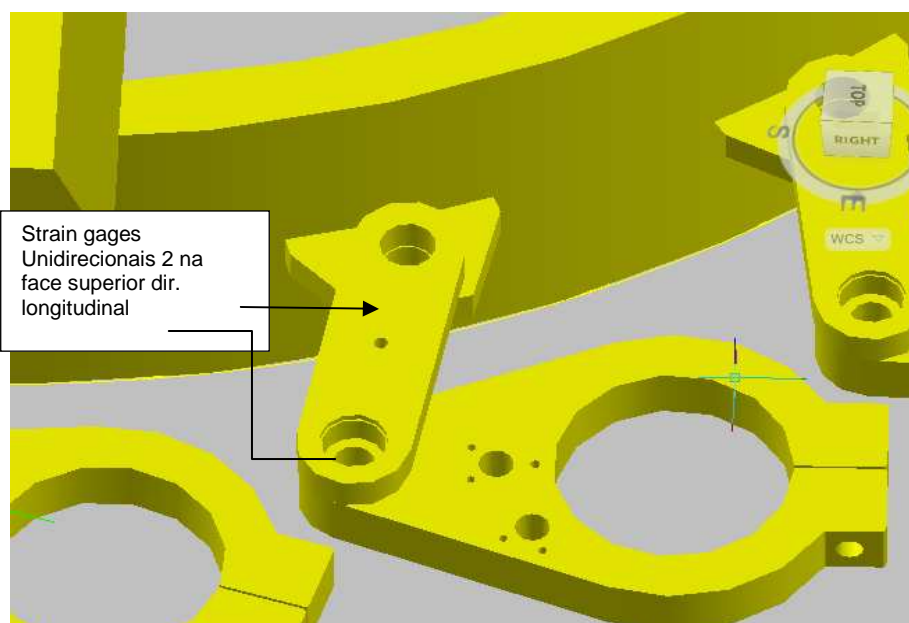
A localização dos sensores é de extrema importância na obtenção dos resultados e nas medições realizadas os instrumentos foram posicionados conforme ilustrações e descrições a seguir.

- Deslocamento (PROXIMETERS): 4 na tampa da turbina dispostos a cada 90°, conforme orientação prevista nas ilustrações a seguir;
- Micro-deformação (STRAIN GAGES): 2 unidirecionais na biela por palheta( 2/unidade em 3 palhetas . 2 strain gages unidirecionais, 1 em cada tirante do servo-motor;
- Pressão (TRANSDUTOR DE PRESSÃO): 2 para abertura e 2 para fechamento em cada servo-motor. 1 no reservatório do sistema;
- Deslocamento por curso (LVDT): 1 para cada servo-motor, totalizando 2;
- Potência ativa (condicionador de tensão): 1 para todo sistema. 4 conversores de tensão universais;
- Velocidade (Condicionador de tensão): 1 para todo sistema.

As figuras a seguir ilustram o posicionamento dos sensores de microdeformações.



**Figura 2.1. - Posicionamento dos sensores de microdeformação**



**Figura 2.2. Sensores unidirecionais instalados nas bielas de 3 palhetas diretrizes**

Recomenda-se para a aquisição dos dados de pressão manométrica das câmaras de abertura e fechamento dos servo-motores e dos demais sensores, uma taxa de aquisição não superior a 30 Hz. Desta forma, o tratamento de sinais a ser realizado posteriormente não se tornará oneroso computacionalmente. Além disto, o efeito Aliasing será evitado, uma vez que os fenômenos de origem hidráulica em interesse estão em uma banda de frequência inferior a 5 Hz.

O programa utilizado para aquisição de dados deve permitir a exportação dos dados em formato ASCII ou formato txt. de forma a tornar possível o manuseio dos dados por softwares de análise numérica tais como SCILAB, MATLAB ou MAPLE.

Para um armazenamento eficiente dos dados gravados dos sensores é sugerida a utilização de matrizes individualizadas ( uma matriz para cada sensor) com 02 colunas e número de linhas equivalente a quantidade

de pontos aquisitados no tempo. A primeira coluna deve se referir ao tempo e a segunda ao valor da grandeza medida. Assim, é possível realizar o tratamento numérico para manipulação dos dados diretamente nos softwares mencionados anteriormente.

Foi desenvolvida uma rotina em SCILAB para a manipulação numérica dos dados dos sensores de pressão para a realização do cálculo da força tangencial por pá diretriz em uma turbina Kaplan com regulador de velocidade com 20 palhetas diretrizes.

Desta forma, torna-se possível calcular a força tangencial no anel de regulação considerando a premissa de distribuição uniforme dos esforços nas palhetas diretrizes. É importante notar que para o caso estudado o regulador de velocidade possui 02 servomotores paralelos e tangentes ao anel de regulação.

### 3 RESULTADOS DE ESTUDOS REALIZADOS E METODOLOGIA PARA A REALIZAÇÃO DE ANÁLISE TÉCNICA DOS RESULTADOS

O carregamento real dos componentes, foram definidos com o auxílio de simulações numéricas utilizando ferramentas de CFD (Computational Fluid Dynamics), donde foi determinado o valor de torque hidráulico. Os resultados das simulações numéricas de CFD (realizadas pela Universidade de Brasília, por intermédio de um projeto de P&D, entre ELETRONORTE e UnB), foram confrontados com os valores de pressão dos servo-motores medidos em diversas manobras da Unidade geradora. Com base nas duas fontes de dados realizou-se uma estimativa inicial de esforços dos componentes do mecanismo do distribuidor. Os esforços estimados foram validados pela análise extensiométrica com a finalidade de verificar se a distribuição de torques em todas as pás encontra-se dentro de uma uniformidade aceitável. No caso em questão verificou-se pela análise de CFD as tendências de abertura e fechamento das palhetas diretrizes.

Após a realização dos ensaios com medição de pressão das câmaras de abertura e fechamento dos servomotores da unidade 1 da UHE COARACY NUNES (Abril de 2010) foram geradas as curvas de torque de acionamento da palheta diretriz por decomposição vetorial cinemática do mecanismo. O teste considerado mais significativo para avaliação dos esforços solicitantes no mecanismo foi o ensaio com partida da turbina de 0 MW até a sua potência nominal.

A seguir são apresentadas as curvas com os resultados obtidos.

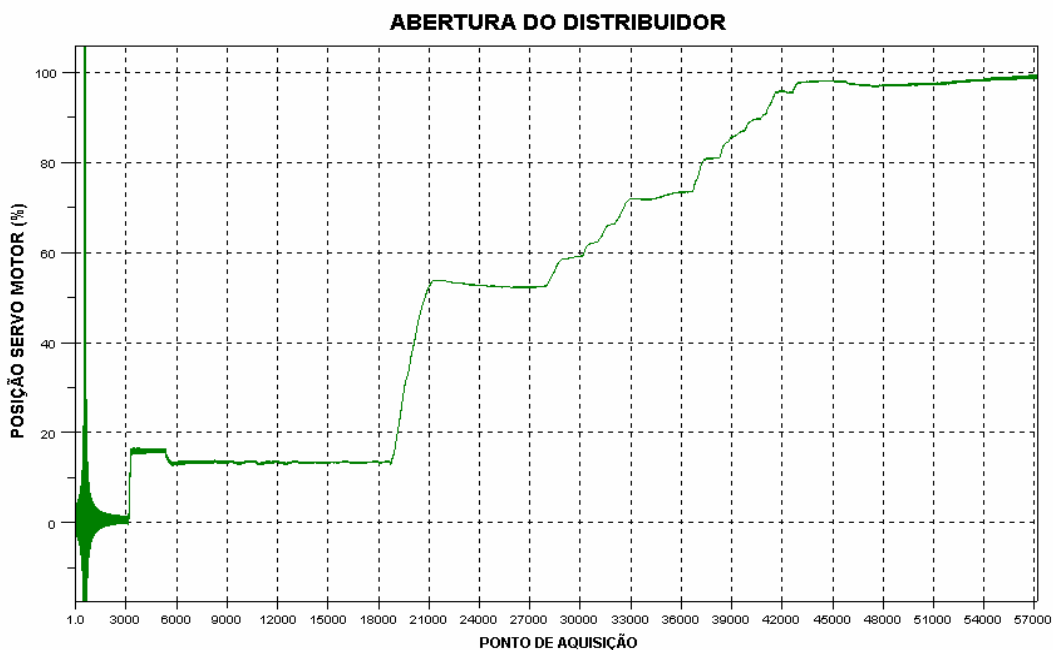
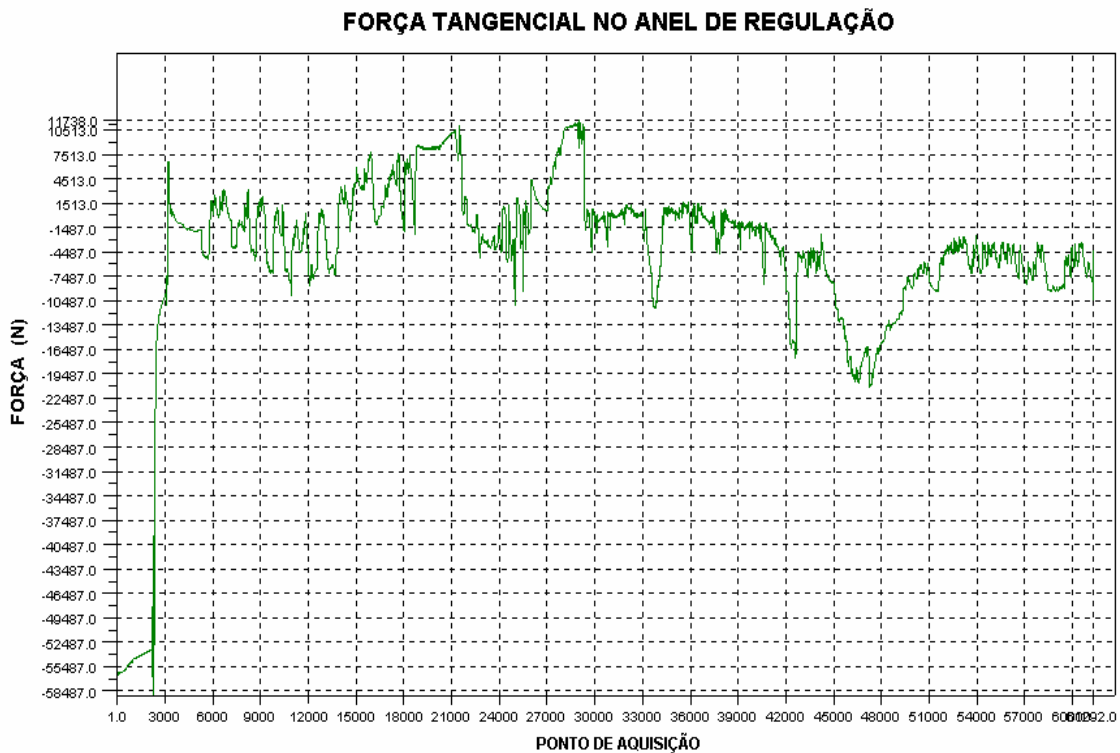


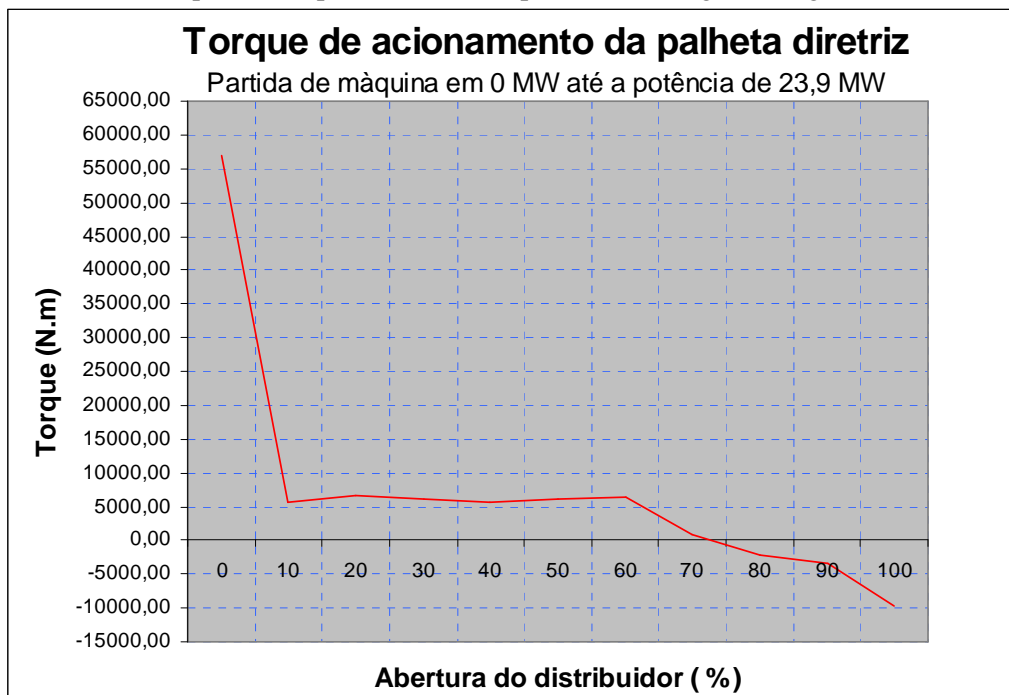
Figura 3.1. – Abertura do distribuidor na partida da unidade até a sua potencia nominal



**Figura 3.2. – Força tangencial calculada na partida da unidade em rampa até a sua potência nominal**

A força tangencial apresentada na figura 3.2, foi calculada em ambiente SCILAB 5.1, com base nos dados de pressão medidos e utilizando a rotina computacional desenvolvida.

Com a força tangencial calculada, através de decomposição vetorial determinou-se o torque na palheta diretriz. O resultado do torque obtido para este caso é apresentado a seguir na figura 3.3.



**Figura 3.3. - Curva obtida para o torque de acionamento da palheta diretriz**

## **4 CONCLUSÕES**

- Através da medição de pressão dos servo-motores é possível levantar o valor total do torque de acionamento do mecanismo do distribuidor;
- Por intermédio de simulações numéricas é possível determinar o valor do torque de acionamento do mecanismo do distribuidor;
- Através do valor total de torque e realizando-se as decomposições vetoriais, conforme cinemática do mecanismo, é possível obter os valores de força individuais em cada componente do distribuidor;
- Com os resultados das medições das pressões dos servomotores na abertura e no fechamento, é possível determinar no protótipo as regiões com as tendências de fechamento e de abertura das palhetas diretrizes;
- Com as medições das pressões das câmaras dos servomotores, na abertura e no fechamento, é possível determinar o torque total do sistema de regulação, bem como o torque hidráulico e o torque parasita no protótipo;
- Com as medições das tensões e deformações nos componentes do distribuidor é possível determinar os esforços em cada componente, e detectar travamento e aumento progressivo dos torques parasitas.

## **5 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- 5.1** Macintyre, A. J., Máquinas Motrizes Hidráulicas, Rio de Janeiro, 1983; Editora Guanabara Dois S.A.;
- 5.2** Brasil, A. C. P.; Coelho, J. G.; Santos, C. – Simulação Numérica do Escoamento na Caixa Espiral das Unidades 1 e 2 da UHE COARACY NUNES – Projeto de Pesquisa e Desenvolvimento - ELETRONORTE – UnB, 2007;
- 5.3** Madureira, A. Torres, Relatório Técnico de Ensaios de Campo, UHE COARACY NUNES – Metodologia de Medições, Processamento e Análise de Sinais, ELETRONORTE, 2010.
- 5.4** Final Model Test Report, Tucuruí Hydro Power Plant, Alstom, 2000;
- 5.5** Krivchenko, G. I. - Hydraulic Machines Turbines and Pumps, Mir Publishers Moscow, 1986.