



**XXIII SNTPEE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

FI/GGH/30
18 a 21 de Outubro de 2015
Foz do Iguaçu - PR

GRUPO – I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA – GGH

**CONSIDERAÇÕES GERAIS E ESTUDOS DE CASO SOBRE TRANSIENTES HIDRÁULICOS
EM UNIDADES KAPLAN DE GRANDE PORTE**

**Mauricio Daniel Formaggio (*)
ANDRITZ HYDRO**

**Alexandre Puls Ferretti
ANDRITZ HYDRO**

RESUMO

A exploração de aproveitamentos de baixa queda utilizando turbinas do tipo Kaplan, com caixa espiral ou semi-espiral, ou Bulbo, tem sido bastante comum atualmente no Brasil. Apesar da baixa queda, e, portanto um menor enfoque em aspectos envolvendo a sobrepressão no sistema de adução, existem, contudo outras características que são determinantes para o projeto dessas unidades, sobretudo em se tratando de turbinas com dupla regulação, como a sobrevelocidade máxima alcançada durante uma rejeição de carga ou fechamento de emergência, subpressão abaixo do rotor, pressão entre o distribuidor e rotor e contra-empuxo axial, durante esse período de operação transitória.

As unidades geradoras de grande porte que têm sido construídas atualmente requerem ainda mais cuidados quanto ao comportamento das variáveis críticas (pressão na adução, caixa, tampa e tubo de sucção, além da velocidade e empuxo) durante uma manobra de rejeição de carga, sobretudo quando são avaliados os aspectos envolvendo a segurança, flexibilidade operacional e custos.

É evidente que ajustes dos tempos da lei de manobra afetam o comportamento da unidade, e basicamente são as únicas variáveis sobre as quais se tem controle. Esses tempos são os dados de entrada mais importantes para o dimensionamento das válvulas dos atuadores como os servomotores do distribuidor e do rotor, considerando uma pressão de óleo pré-determinado, e conseqüentemente, o dimensionamento de sistemas como a central hidráulica do regulador de velocidades.

Neste artigo são apresentadas algumas análises típicas envolvendo sua aplicação em casos reais.

PALAVRAS-CHAVE

Operação transitória, sobrepressão, sobrevelocidade, rejeição de carga, empuxo axial, fechamento de emergência.

1.0 - INTRODUÇÃO

As exigentes demandas do mercado quanto à otimização de custos no projeto de uma usina hidrelétrica como um todo, tem levado ao aumento das potências unitárias das unidades de baixas quedas a novos limites, e conseqüentemente ao aumento das vazões turbinadas. Também tem se observado uma relativa redução das dimensões da turbina, que, tem como consequência o aumento das velocidades médias do fluxo d'água nas passagens hidráulicas.

Na busca de soluções customizadas visando um baixo investimento financeiro, existe, também, a tendência de fornecimento de usinas com a menor quantidade possível de unidades geradoras, o que leva a tendência de que as unidades operem com cargas parciais cada vez mais reduzidas, e, portanto, nos casos de unidades com dupla

regulagem, ângulos das pás dos rotores cada vez menores. Devido aos baixos ângulos das pás impostos por essa necessidade operacional, também é necessário correlacionar consequências importantes sobre o comportamento das unidades em condições de rejeições de carga devido a perda repentina de conexão com a rede elétrica, pois apesar de não representarem tipicamente um grande problema quanto à máxima pressão, são normalmente nessas condições de operação, com pequenos ângulos de pás, onde se atinge os maiores valores de sobrevelocidades e de contra-empuxo para turbinas axiais, fatores que são utilizados no dimensionamento de componentes críticos da unidade geradora.

Abrangendo considerações relevantes sobre as correlações existentes entre variáveis que podem ser controladas, o artigo irá destacar as consequências das leis de manobra de palhetas diretrizes e pás de rotores Kaplan, além do fechamento através de dispositivos de emergência, e o comportamento dinâmico da unidade geradora, definido por pressões em diversos locais do circuito hidráulico e velocidades máximas alcançadas durante as simulações de rejeições de carga. Será também apresentado um caso onde se apresenta o comportamento da unidade durante uma rejeição de carga com medidas realizadas durante um ensaio em campo.

2.0 - ANÁLISE DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS

A análise de transientes hidráulicos engloba a determinação e ajustes de parâmetros de dimensionamento e operação de uma central de geração hidráulica, tais como, momento de inércia do gerador, locais críticos no sistema de adução a fim de evitar pressões excessivas e formação de vácuo, adequado dimensionamento de chaminé de equilíbrio, definição da capacidade de regulação, cálculo de torque nas palhetas diretrizes do distribuidor e nas pás de rotores de dupla regulação, cálculo do empuxo axial em turbinas de fluxo axial, avaliação de estabilidade de operação, métodos para melhorar a suavidade de operação das máquinas, entre outros.

2.1 Modelagem

A primeira etapa de uma análise transitória é a preparação do circuito de adução. Ela é fundamental para alcançar uma boa qualidade dos resultados, sendo necessário modelar o sistema com precisão adequada, levando em consideração a determinação de fatores que influenciam a análise, tais como:

- seção transversal do circuito de adução (diâmetro e comprimento);
- máxima pressão permitida ao longo do circuito;
- elevações do circuito de adução desde a sua tomada d'água, passando pela turbina até o canal de fuga;
- rugosidade dos túneis, condutos, etc.;
- velocidade de propagação da onda de pressão;
- chaminé de equilíbrio, quando aplicável;
- características hidráulicas e mecânicas da unidade geradora (momento de inércia do gerador e curvas características da turbina);
- válvulas e/ou comportas.

Na Figura 1, a seguir, é ilustrada uma modelagem de um circuito de adução de alta complexidade, onde se pode notar que a qualidade e precisão das informações utilizadas para essa modelagem simplificada do sistema são fundamentais para obtenção de resultados com a exatidão esperada.

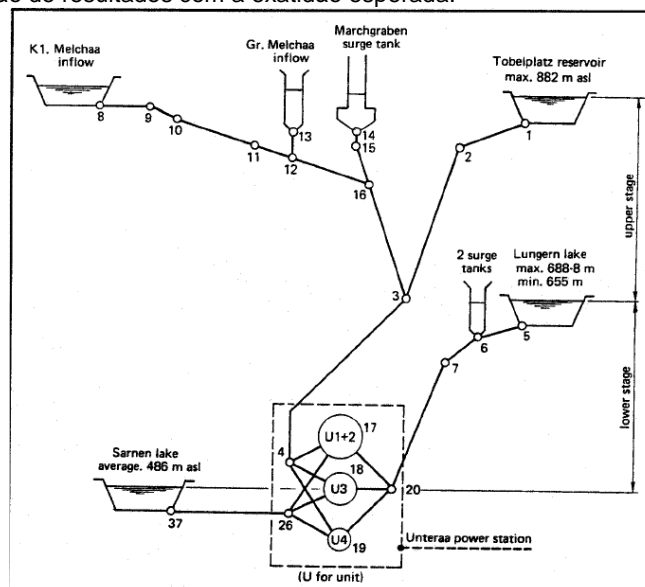


Figura 1 – Exemplo de modelagem de um circuito hidráulico

Em geral, para turbinas Kaplan com caixa semi-espiral o circuito é relativamente simples, e apenas uma máquina por circuito é modelada. Contudo, para turbinas Kaplan com caixa espiral e conduto forçado, podem existir circuitos um pouco mais complexos, envolvendo mais de uma unidade geradora por circuito.

2.2 Sequência de partida e parada

Em casos de sequência de partida de uma unidade geradora, a velocidade irá levemente ultrapassar a rotação nominal, a pressão no sistema irá aumentar durante o aumento de velocidade e carga, mas irá diminuir durante a parada. Normalmente, essas sequências de partida e parada não são consideradas casos críticos para determinação de sobrevelocidade e sobrepressão.

A Figura 2 ilustra o acionamento de válvulas e dispositivos de controle de fluxo durante esse tipo de manobra.

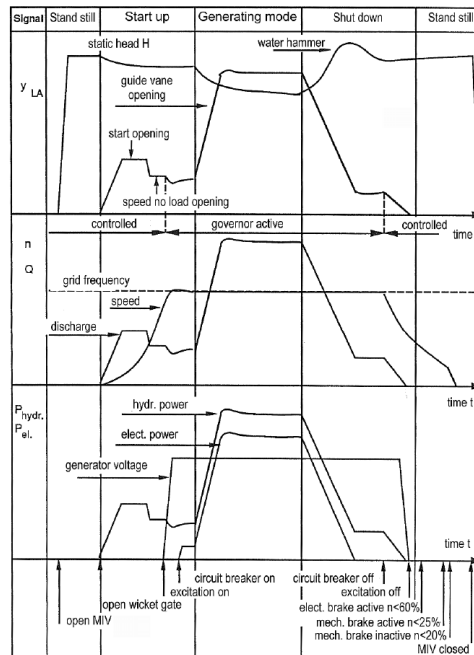


Figura 2 – Esquema da sequência de partida e parada

2.3 Casos de emergência

A seguir serão listados os casos de emergência típicos que ocorrem quando há algum tipo de mau funcionamento:

2.3.1..Rejeição de carga

Ocorre quando o disjuntor é aberto devido a um problema na linha de transmissão. O regulador de velocidade aciona o fechamento rápido do distribuidor e as pás do rotor são abertas. As válvulas principais são mantidas abertas com o objetivo de restabelecer carga o mais rápido possível.

2.3.2..Fechamento rápido

Ocorre em dois possíveis cenários distintos de falhas:

- Quando falhas de origem mecânicas são detectadas, o regulador de velocidade aciona o fechamento rápido do distribuidor e, as pás do rotor são fechadas mantendo-se a conjugação. As válvulas principais são fechadas e o disjuntor é aberto quando a máquina está sem carga.
- Quando falhas de origem elétricas são detectadas, o disjuntor do gerador é imediatamente aberto e as palhetas diretrizes são fechadas de acordo com a lei de fechamento pré-estabelecida. Nessa condição a sobrevelocidade da unidade geradora não pode ser evitada. Quando a rotação atinge um valor pré-determinado em relação ao valor nominal as pás do rotor abrem até sua abertura máxima e fecham quando a rotação reduz a cerca de 25-30% da rotação nominal. As válvulas principais são fechadas.

Em ambos os casos, a razão da falha deve ser encontrada e eliminada antes de uma nova sequência de partida.

Na Figura 3 abaixo pode ser visto um exemplo de simulação de um fechamento rápido acionado devido a uma falha elétrica.

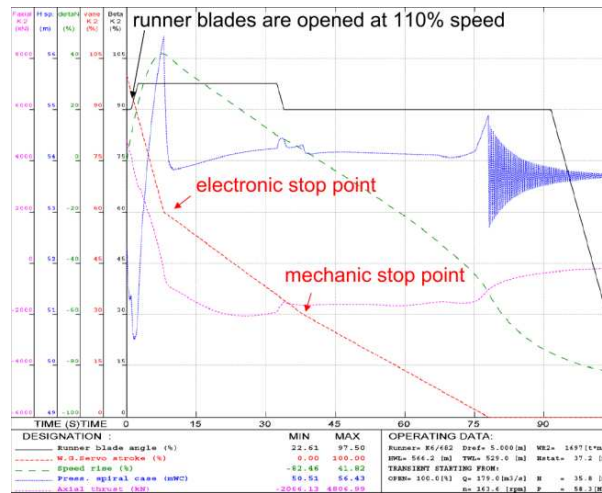


Figura 3 – Exemplo de simulação de um fechamento rápido

2.3.3..Fechamento de emergência

Nesse tipo de situação, diferente dos outros dois casos acima, o regulador de velocidades não está funcionando e o seu fechamento é acionado pelo dispositivo de proteção de sobrevelocidade (usualmente pêndulo mecânico). As pás do rotor são mantidas na posição em que a falha ocorreu e as válvulas principais são fechadas e o disjuntor é aberto no momento de detecção de sobrevelocidade. Assim como no item 2.3.2., a razão da falha deve ser encontrada e eliminada antes de uma nova sequência de partida.

Na Figura 4 abaixo pode ser visto um exemplo de simulação de um fechamento de emergência.

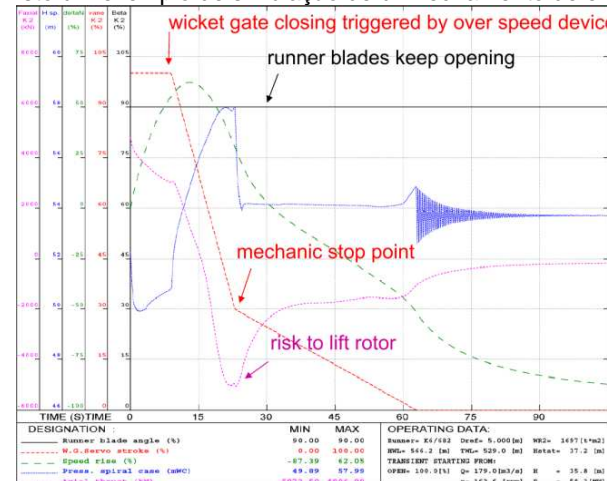


Figura 4 – Exemplo de simulação de um fechamento de emergência

Os estudos de transientes hidráulicos procuram aperfeiçoar o projeto de uma central hidrelétrica de grande porte como um todo. Dentre os parâmetros mais importantes que podem afetar o seu dimensionamento, tanto no âmbito civil quanto no eletromecânico, essa análise leva em consideração:

- Aumento da velocidade do rotor aumenta a vazão turbinada.
- no fechamento rápido ocasionado por falha elétrica, as pás do rotor são abertas para diminuir a sobrevelocidade da unidade e levadas para a posição de partida quando a rotação diminui para 25-30% da rotação nominal.
- a influência da cavitação sobre a rotação de disparo.
- as forças atuantes no distribuidor são mais críticas em caso de disparo, pois a vazão turbinada aumenta consideravelmente.
- o empuxo axial aumenta para condições "off-cam", ou seja, quando a lei de conjugação entre distribuidor e rotor não é seguida mais.
- o contra empuxo axial pode ser forte o suficiente para levantar a unidade geradora durante uma manobra de fechamento rápido e/ou de emergência.
- pode haver separação da coluna d'água.

3.0 - CASOS REAIS DE APLICAÇÃO

3.1 Contra empuxo axial

Como destacado anteriormente, apesar do enfoque dado aos estudos de caso sobre transientes hidráulicos em unidades Kaplan de grande porte ser relacionado com aproveitamentos de baixa queda, e, portanto, menor enfoque em aspectos envolvendo a sobrepressão no sistema de adução, o presente caso irá destacar as dificuldades e sutilezas encontradas quando um estudo aprofundado é realizado levando em consideração várias manobras de rejeição de carga em varias condições iniciais de partida.

Nos gráficos a seguir a curva em azul refere-se aos resultados obtidos para condição de queda líquida máxima (H_{max}), enquanto que a vermelha e verde, para condições de queda líquida nominal (H_{rat}) e mínima (H_{min}), respectivamente.

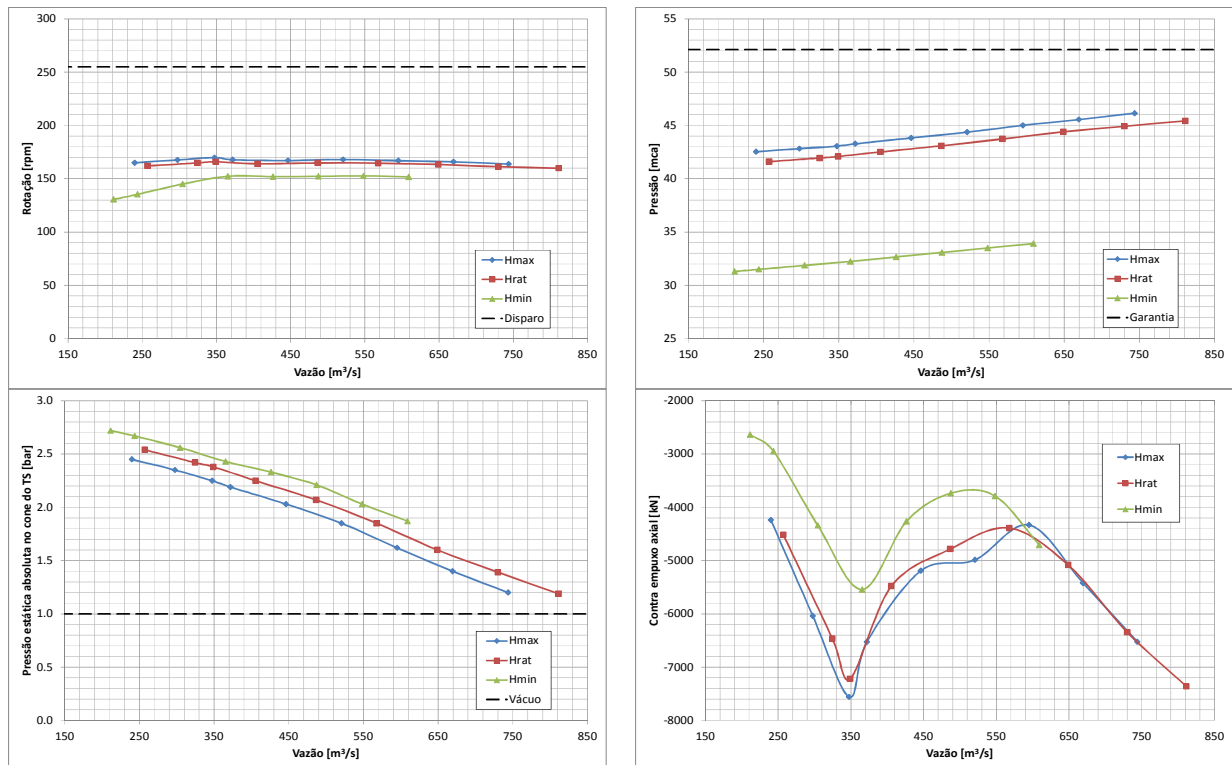


Figura 5 – Resultados de simulação de transientes hidráulicos

É possível observar então que os resultados apresentados acima indicam que nem a sobrevelocidade nem a sobrepressão foram, nesse caso, as grandezas críticas para dimensionamento do sistema de regulação, mas o cálculo do empuxo axial foi o principal fator limitante para determinação e adequação das leis de fechamentos do distribuidor e do rotor. Em alguns casos de carga, principalmente em carga plena, devido às altas vazões, a subpressão abaixo do rotor pode ser tão baixa a ponto de ocasionar a quebra de coluna d'água no cone do tubo de sucção. Essa é uma situação que deve ser evitada, seja através do ajuste de tempos e manobras ou através das instalações de válvulas específicas (quebra vácuo).

Os resultados acima foram obtidos para simulações de fechamento de emergência, conforme descrito no item 2.3.3 acima. Nesse caso, portanto o fechamento do distribuidor é comandado através do sinal do dispositivo de segurança que é disparado no momento de detecção de sobrevelocidade. Observa-se então, que, em virtude disso, não há uma variação significativa nos valores de velocidade máximos alcançados em função da posição da condição de operação inicial antes de ocorrer o transiente.

Entretanto, o mesmo comportamento não é visto para grandezas físicas como a pressão. As pressões obtidas em uma localização imediatamente antes do distribuidor indicam que quanto maior a vazão turbinada antes de ocorrer o transiente, maior será a sobrepressão atingida. De maneira análoga, as sub-pressões obtidas na seção abaixo no rotor, na região próxima a entrada do cone do tubo de sucção, são tanto menores quanto maior a vazão turbinada.

Finalmente, o mais curioso é o comportamento do empuxo axial ao longo das condições de carga. Pode-se notar que essa grandeza não segue uma linearidade em função da vazão, como as demais grandezas já mencionadas. Devido a esse comportamento, portanto, é altamente recomendado que as simulações, para unidades de dupla

regulação, sejam feitas em várias condições de carga, com pequenos incrementos de vazão, a fim de identificar qual a posição que oferece um maior risco de levantar a unidade geradora.

Nas Figuras 6 e 7 a seguir, podem ser vistos os resultados das simulações durante o transitório, para os dois pontos críticos do contra-empuxo (*axial thrust*, valores negativos indicam um força oposta a gravidade), um em alta carga e outro em carga parcial.

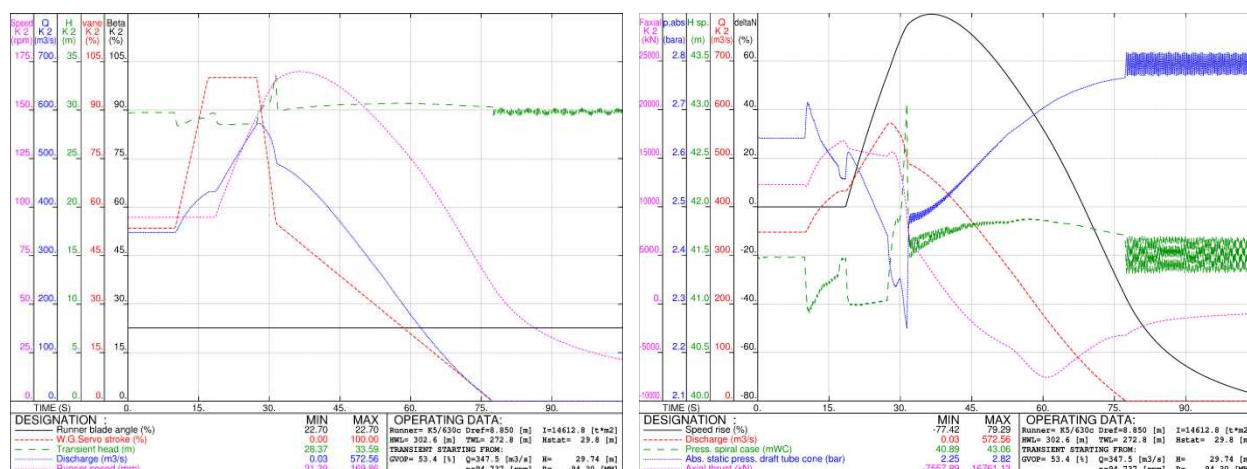


Figura 6 – Simulação de fechamento de emergência em carga parcial (empuxo axial = *axial thrust* – gráf. direita)

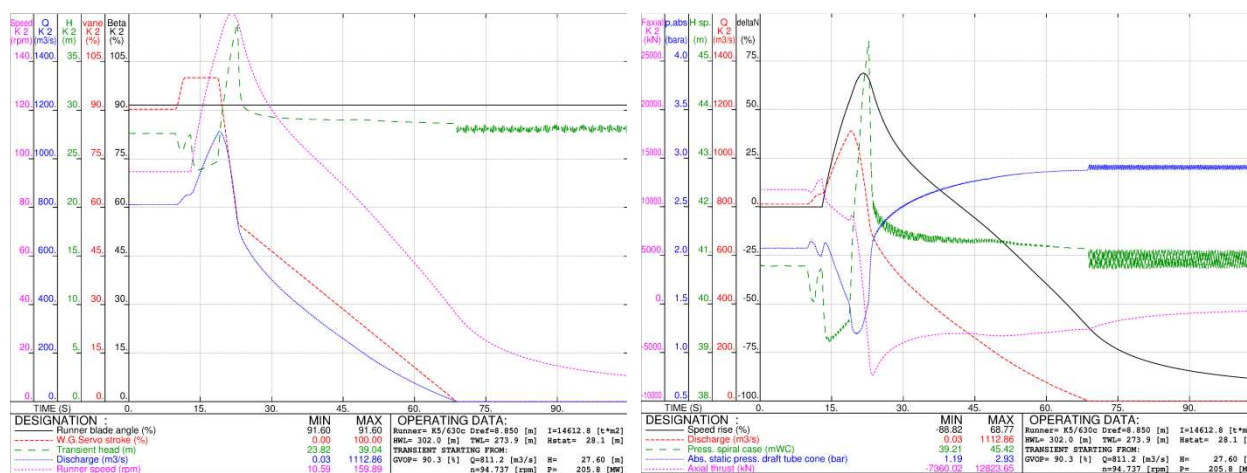


Figura 7 – Simulação de fechamento de emergência em plena carga (empuxo axial = *axial thrust* – gráf. direita)

O empuxo axial é mostrado nas duas imagens do lado direito da Figura 6 e Figura 7 e identificado nelas pela cor rosa. É importante ressaltar que os tempos onde o mínimo empuxo acontece (máximo contra-empuxo) não são os mesmos. O ponto de máximo contra-empuxo na simulação de fechamento de emergência em carga parcial ocorre muito próximo do momento em que o distribuidor fecha completamente, enquanto que, na simulação de fechamento de emergência em plena carga, o máximo contra-empuxo acontece na região de mudança na taxa de velocidade de fechamento do distribuidor, como já destacado na Figura 4 do item 2.3.3.

A subpressão abaixo do rotor, mostrada do lado direito da Figura 6 e Figura 7 e identificada pela cor azul, segue uma tendência inversa ao comportamento da vazão (curva em vermelho), como esperado em função da correlação de Bernoulli entre as pressões e as velocidades de um escoamento.

3.2 Resultados de campo

Sequências de testes em campo são fundamentais para vincular a experiência prática junto ao conhecimento teórico possibilitando a validação e aplicação contínua e eficaz de programas matemáticos que utilizam modelagens simplificadas em relação ao problema físico.

Nessa seção serão mostrados alguns resultados obtidos durante ensaios em campo onde foi identificado um comportamento não esperado e a solução adotada para dirimir o problema apresentado durante a fase de comissionamento.

Os gráficos da Figura 8 abaixo mostram o comportamento transitório de uma unidade Kaplan, com caixa espiral, operando em carga parcial durante ensaios de comissionamento. O deslocamento axial da unidade, marcado em verde na imagem da esquerda, indica dois momentos onde a máquina sofreu um levantamento ("pulo") devido a grandes magnitudes do contra empuxo axial, maiores que o peso das partes girantes, grandes o suficiente para causarem essa ocorrência indesejada. Outro fator que merece destaque, que muitas vezes pode passar despercebido durante a fase de projeto, mas que pode aparecer durante os primeiros ensaios da máquina, é a pressão na câmara entre as palhetas diretrizes e pás do rotor. No gráfico à direita a pressão está indicada na cor marrom e permanece por um bom tempo em vácuo absoluto, fato esse que pode causar instabilidades durante essa operação transitória.

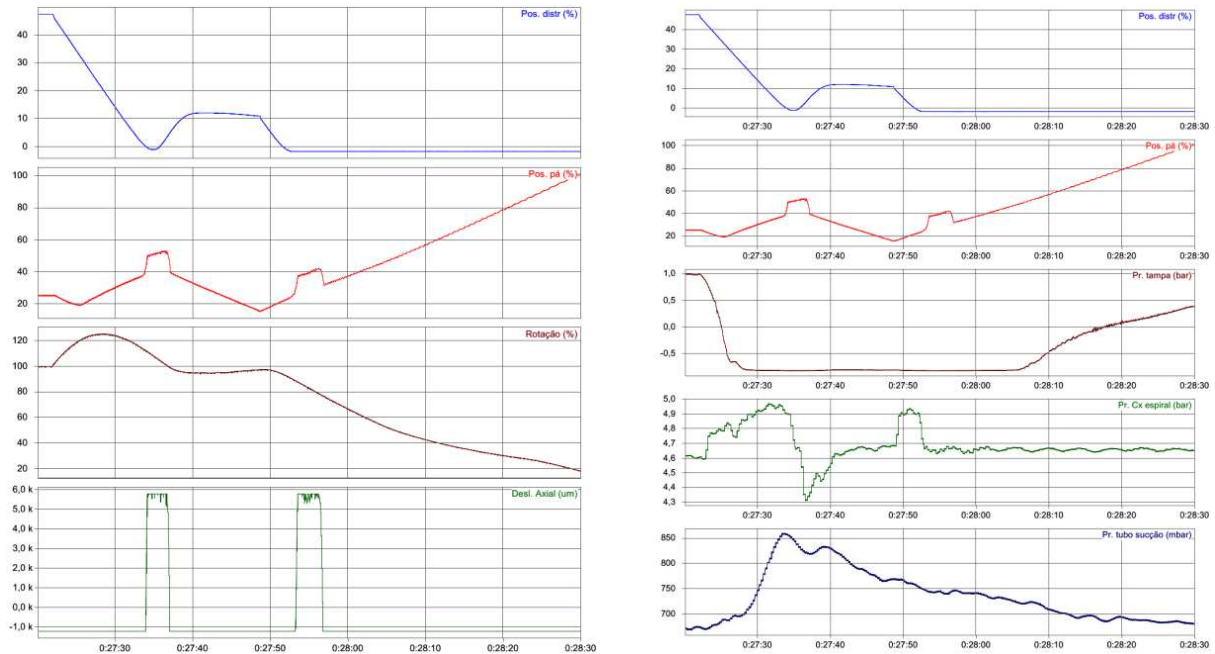


Figura 8 – Resultado de ensaio transitório em comissionamento evidenciando “pulo” da máquina (ver Desl. Axial).

Foi feita uma análise detalhada dos resultados para investigar quais as possíveis causas desse comportamento. Após a identificação dessas causas, que estavam levando a unidade a apresentar tais sintomas, foi proposta a alteração nas leis de manobra para fechamento e abertura do distribuidor e do rotor. A simples mudança da lei de manobra, como solução, foi suficiente para que o fenômeno transitório da unidade voltasse a apresentar um comportamento dentro do esperado como pode ser visto nos diagramas da Figura 9 abaixo.

Ao lado direito da figura pode-se observar que os deslocamentos dos mancais, tanto no sentido radial quanto axial, não apresentam mais o degrau identificado no lado esquerdo da Figura 8.

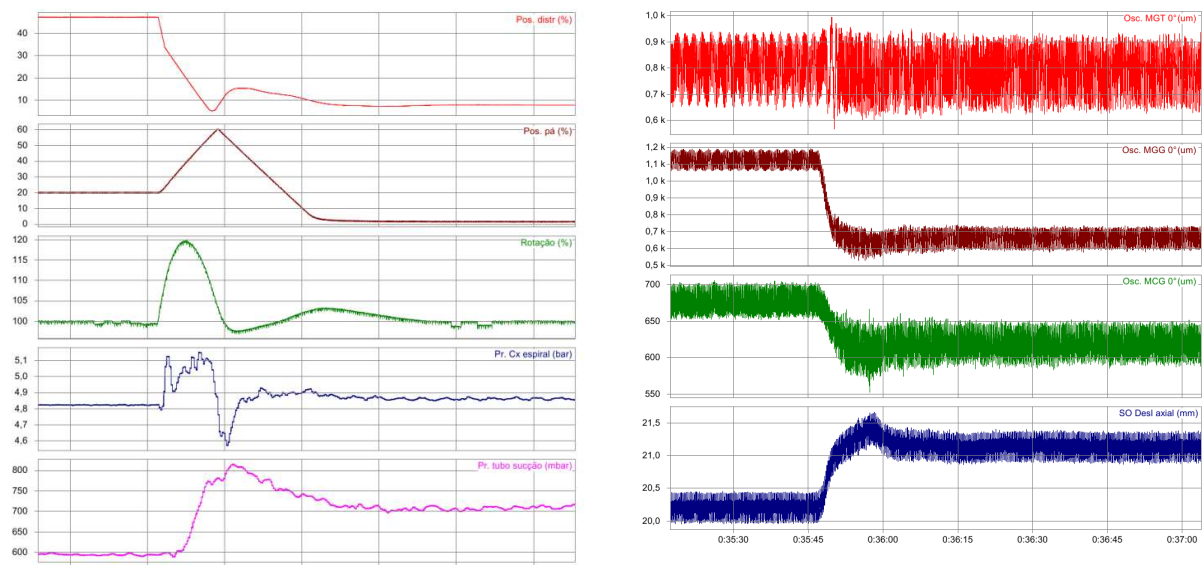


Figura 9 – Resultado de ensaio transitório em comissionamento após alteração nas leis de fechamento

4.0 - CONCLUSÃO

De acordo com as informações apresentadas nesse artigo, incluindo dados de simulações de métodos numéricos e ensaios realizados no campo, concluímos que uma abordagem simplificada, como muitas vezes utilizadas em casas de força de turbinas Francis, onde, normalmente, se faz a verificação de transientes hidráulicos em apenas um ponto crítico (usualmente o ponto nominal, que é o de maior vazão) não é recomendada para ser aplicada em estudos de transientes hidráulicos em unidades Kaplan de grande porte.

Como demonstrado aqui, as variáveis de sobrevelocidade, sobrepressão e subpressão não são as únicas que devem ser avaliadas num estudo de transitório hidráulico de turbinas Kaplan, pois podem não ser os fatores mais críticos. De fato, essas variáveis mencionadas devem ser investigadas, sobretudo em condições de operação de maior vazão, ou seja, em condições de carga plena. Entretanto, a combinação dos seus resultados com de empuxo e contra empuxo axial é o que oferece um maior risco para a integridade de operação de uma turbina, tendo em vista que valores não adequados para as leis de fechamento do distribuidor e do rotor podem representar um eventual problema para operação e manutenção caso eles não tenham sido corretamente avaliados durante o projeto, podendo incorrer em danos aos mancais assim como instabilidades transitórias, ocasionados pelo levantamento da unidade assim como a pressão mínima na câmara entre as palhetas diretrizes e pás do rotor.

Dessa forma, a recomendação é para que em projetos com as características apresentadas nesse trabalho sejam investigados em diversas condições operacionais, conforme pode ser visto nos resultados apresentados no item 3.1, evitando assim o aparecimento de problemas críticos e indesejados.

5.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) IEC 60193/1999, Hydraulic Turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests
- (2) Short course in Hydraulic Machines and System Engineering - Lecture L9.13: Transient Operation of Hydraulic turbines, Christophe Nicolet e Wolfgang Michler, Lausanne/Switzerland , 2010 – EPFL and Andritz Hydro
- (3) P. K. Dörfler e E. Brenner, Computing hydraulic transientes in the Lungern Lake plant, 1993

6.0 - DADOS BIOGRÁFICOS

Mauricio Formaggio juntou-se à Andritz Hydro em 2007 e trabalha no departamento de R&D . Ele trabalha como engenheiro de projeto hidráulico com foco principal em dinâmica de fluidos computacional. Ele é formado em Engenharia Mecânica na Universidade de São Paulo.

Alexandre Ferretti juntou-se à Andritz Hydro em 2007, inicialmente como gerente do laboratório de ensaio em modelos reduzidos, e depois como gerente de RD. Ele vem sendo envolvido em vários projetos do setor hidrelétrico ao longo de seus 17 anos de experiência, trabalhando em empresas diferentes. Ele é formado em Engenharia Mecânica na Universidade Estadual de Campinas.