



GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA OPERACIONAL E GANHOS ENERGÉTICOS EM CENTRAIS HIDRELÉTRICAS

**VITOR R MAIA PAMPLONA(1);CAIO FARIAS ZARCONI CAVALCANTI DUARTE(1);ANTÔNIO GÜIDO
TERRA AMORELLI VIEIRA(1);RAFAEL LEON DIAS(1)
RENNOSONIC TECNOLOGIA LTDA(1)**

RESUMO

Este trabalho irá apresentar resultados práticos, desenvolvidos em centrais hidrelétricas de pequeno, médio e grande porte, onde foram encontradas as principais características de eficiência energética - curvas de rendimento hidráulico absoluto, pontos ótimos operacionais, etc – e ganhos alcançados com intervenções em hidrogeradores. Com o uso de métodos de medição de vazão confiáveis e apropriados para a aplicação, foi possível apontar potenciais de aumento da potência instalada e média acima de 4% sem mudanças nos projetos originais das Usinas. Os ganhos energéticos mencionados serão demonstrados com clareza, direcionando a viabilidade de ampliar a geração de energia hidrelétrica utilizando ajustes operacionais e técnicas simples de manutenção das máquinas.

PALAVRAS-CHAVE

hidrelétricas; eficiência; vazão turbinada; otimização; faixa operativa

1.0 INTRODUÇÃO

As hidrelétricas representam 62% da Capacidade Instalada de Geração de Energia Elétrica no Brasil e, de acordo com dados do PDE 2030, essa participação deve se manter acima dos 50% nos próximos dez anos (1).

Ao mesmo tempo que possui grande importância na matriz elétrica, cerca de 63% das Usinas Hidrelétricas do Brasil entraram em operação há mais de 20 anos e, apesar da vida útil das turbinas e geradores ser estimada entre 30 a 40 anos pela Agência Internacional de Energia (EIA) (2), a literatura e experiência prática em Ensaios de Campo demonstram que, ao longo de cada ano de operação, diversos fatores levam as Unidades Geradoras a apresentarem queda do rendimento na geração.

Além disso, tomando como base dados do Mecanismo de Realocação do Risco Hidrológico (MRE), nos últimos doze meses, de Agosto de 2020 a Julho de 2021, as Hidrelétricas do país geraram apenas 76% de sua Garantia Física, que é o montante de energia que o Sistema Elétrico considera que, em média, elas teriam capacidade de gerar.

Neste sentido, considerando a perda de rendimento das Usinas Hidrelétricas com o tempo e o cenário onde as Usinas não têm atingido a geração esperada, esse trabalho se propôs a estudar as metodologias de análise do rendimento de Usinas Hidrelétricas, as possíveis ações para melhorias operacionais e os resultados práticos alcançados, demonstrando o potencial de incremento de geração de energia elétrica ao Sistema.

2.0 CÁLCULO TEÓRICO DO RENDIMENTO

2.1 Medição de rendimento de turbinas hidráulicas

Nas transformações de energia hidráulica em trabalho mecânico, não é possível converter toda energia em outra sem que haja perdas, ou seja, sempre haverá uma parcela da energia sendo perdida através de processos irreversíveis, como por exemplo perdas mecânicas no acoplamento e atritos do escoamento. Visto que há ocorrências de perdas, o rendimento hidráulico é então o parâmetro que representa quanto da energia hidráulica é aproveitada como trabalho pela turbina, sendo a relação entre a potência de eixo (mecânica) e a potência hidráulica líquida disponível para a turbina. Durante a fase de projeto de uma turbina hidráulica, diversos fatores são considerados buscando o alcance da melhor performance, bem como o desenvolvimento de ensaios de modelo – referenciados por normas, como a IEC 60193 – e simulações computacionais. Para a implantação de um hidrogerador, existem diversas interações físicas que abrangem as áreas de elétrica, civil e mecânica, onde os limites de incertezas são variáveis. A validação entre o projetado, e executado, é realizado por meio de diversos ensaios (ou testes) de campo – mecânicos, elétricos e hidráulicos - que constituem o processo de comissionamento do equipamento. Em relação a performance da turbina – rendimento e perdas - destacamos a norma IEC 60041:1991 (3), considerada como a maior referência técnica para os ensaios de aceitação de turbinas (e bombas) no Brasil e no mundo. Complementam o procedimento algumas normas que avaliam a performance mecânica – como a ISO 20816:2018 (4), para avaliação das vibrações.

Em resumo, para avaliarmos o rendimento hidráulico de uma turbina (com base nas referências normativas) é necessário o levantamento (com alta exatidão) dos seguintes parâmetros: pressões hidráulicas (entrada e saída da turbina), níveis de água (montante e jusante), grandezas elétricas do gerador, temperaturas do processo e vazão turbinada. A correlação entre estes parâmetros permite ao analista obter e validar as características de eficiência do processo – comparando com valores esperados, obtendo limites operacionais e avaliando os critérios de otimização operacional.

2.1.1 Memorial de cálculos

Para a transformação da energia hidráulica em energia mecânica, a turbina é mantida inserida em um sistema adutor, responsável por conduzir a água para o processo de conversão, e redirecionar o fluxo para a saída do sistema. Na Figura 1, temos um layout de um aproveitamento hidrelétrico e a relações entre as energias hidráulicas envolvidas. O plano de carga referencia a disponibilidade bruta do sistema (H_B – queda bruta), enquanto a linha de energia é a representação a disponibilidade energética ao longo do sistema adutor representado – indicando as perdas segregadas, e global do processo, resultado no montante disponível para a turbina (H_L – queda líquida).

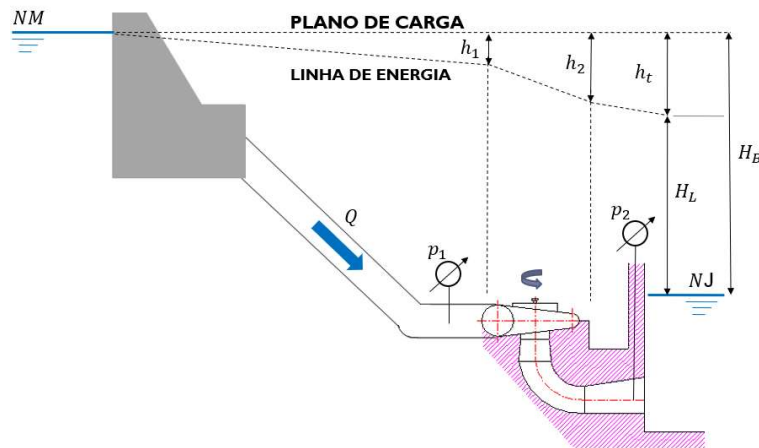


Figura 1 – Distribuição de energias – aproveitamento hidrelétrico padrão. Fonte: acevo próprio

Para um bom planejamento energético, tais informações necessitam de acompanhamento contínuo – a partir das informações de projeto, informações de comissionamento e histórico operacional. A maior parte dos parâmetros já são utilizados pela usina, em processos de controle e operação da planta, com exceção da vazão turbinada, que requer avaliação para escolha da melhor técnica.

As expressões a seguir são as principais utilizadas no processo de avaliação do rendimento hidráulico da turbina.

Queda Líquida (H_L):

$$\text{Queda bruta} - H_B = f(NM, NJ) [m]$$

$$\text{Queda líquida} - H_L = f(Q, p_1, p_2) [m]$$

$$\text{Perda de carga} - h_p = f(NM, NJ, Q, p_1, p_2) [m]$$

NM : Nível de água montante [m]

NJ : Nível de água jusante [m]

Q : Vazão turbinada [$m^3 \cdot s^{-1}$]

p_1 : Pressão entrada da turbina [m]

p_2 : Pressão saída da turbina [m]

As correlações, e transposições requeridas, estão dispostas na seção 4, capítulo 9 da norma IEC 60041 (3).

Rendimento Hidráulico da Turbina (η_t):

Como mencionado anteriormente, o Rendimento da turbina pode ser calculado a partir da potência mecânica gerada a partir de uma potência hidráulica descontadas as perdas, da seguinte maneira:

$$\text{Rendimento} - \eta_t = \frac{N_{el}}{\eta_{elm} \times N_h} = \frac{N_{el}}{\eta_{elm} \times (Q \cdot H_L \cdot \rho \cdot g)}$$

N_h : Potência hidráulica [W]

N_{el} : Potência elétrica [W]

η_{elm} : Rendimento eletromecânico [%]

ρ : Massa específica da água [$kg \cdot m^{-3}$]

2.2 Métodos de medição de vazão

Os métodos de medição de vazão são classificados de duas formas – *métodos absolutos e relativos* – diferenciados pelo princípio de medição. A seguir serão apresentados os principais métodos aplicados na medição de vazão turbinada em turbinas hidráulicas.

2.2.1 Molinete (Current Meter)

Utiliza o princípio velocidade - área, caracterizada pelo uso de medidores de hélice posicionados ao longo de uma área transversal do canal ou conduto, onde a rotação da hélice permite o cálculo da velocidade do escoamento, e posteriormente da vazão turbinada.

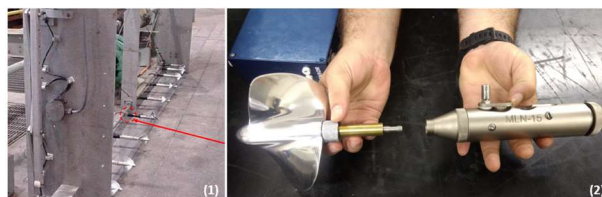


Figura 2 – Método Current Meter – (1) Estrutura de medição; (2) Instrumento. Fonte: acervo próprio

2.2.2 Métodos de Pressão diferencial

Existem diversos dispositivos que possuem esse princípio de funcionamento, dentre eles estão o tubo de Pitot e método Winter Kennedy.

- Tubo de Pitot

Tubo instalado perpendicularmente ao conduto de modo que a tomada de pressão do tubo de Pitot esteja posicionada contra o escoamento. O tubo de Pitot é utilizado para medir a pressão dinâmica do escoamento a partir da velocidade local, e assim determinar a vazão.

- Winter Kennedy

Método não intrusivo, aplicado a turbinas com caixa pressurizada, onde a vazão é obtida pela relação entre as velocidades e pressões hidráulicas medidas em uma seção de referência. As constantes de proporcionalizada são obtidas por meio de informações de projeto, ou por processos de aferição.



Figura 3 – Métodos por pressão diferencial – (1) Tubo de Pitot (2) Winter-Kennedy. Fonte: acervo próprio

2.2.2 Medidor ultrassônico (Método acústico)

Utiliza por princípio a análise de ondas acústicas se propagando em meio fluido. A velocidade pode ser obtida pela análise do tempo de trânsito, relativo à comunicação entre pares de transdutores, e operam com 01 par de transdutores (intrusivos ou não intrusivos – Clamp On) ou por múltiplos pares (02 a 09 pares). A velocidade também é obtida por meio da análise do efeito Doppler, utilizado pelos perfiladores de canal, tipo ADCP – *Acoustic Doppler Current Profile*.

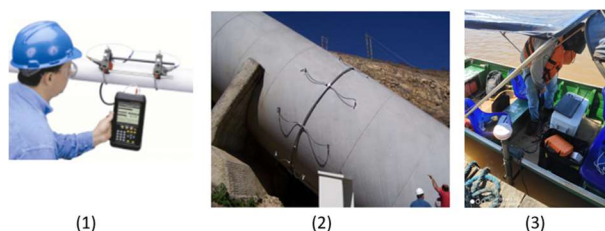


Figura 4 – Métodos por pressão diferencial – (1) Medidor “Clamp On” (2) Medidor Intrusivo múltiplas trajetória (3) Medidor ADCP. Fonte: (5) e acervo próprio

2.2.3 Medidor eletromagnético

Equipamento instalado em um seguimento do conduto, onde o sensor do medidor de vazão magnética é colocado em linha e mede a tensão induzida gerada pelo fluido conforme ele flui pelo tubo, o transmissor captura a tensão gerada pelo sensor convertendo esse sinal em uma vazão.

2.2.4 Método de Gibson

O Método de Gibson (ou Pressure Time) é utilizado para obter a vazão turbinada, com base na análise das ondas de pressão criadas por um “golpe de aríete”. Os detalhes desta metodologia estão dispostos na seção 4, capítulo 10.4.1 da norma IEC 60041 (3).

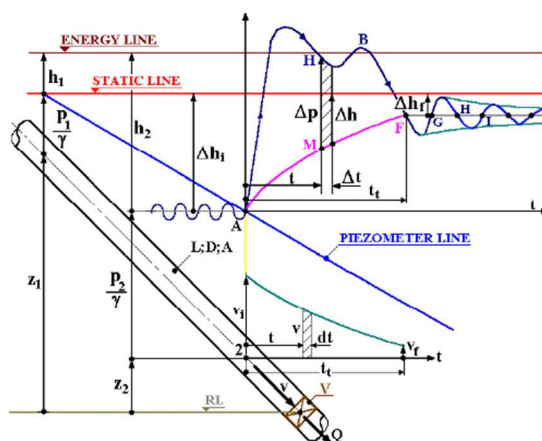


Figura 5 – Método de Gibson – características da medição. Fonte: (6)

3.0 MELHORIAS DE PERFORMANCE EM HIDROGERADORES

3.1 Ajustes Operacionais para aumento de Rendimento

Para turbinas com rotor do tipo Kaplan, que opera com dupla regulação – onde o ajuste de abertura das pás do rotor é conjugado com a abertura das palhetas diretrizes do distribuidor – é possível promover ajustes com o intuito de alcançar a melhor performance operacional.

A conjugação da turbina – definida pela curva que correlaciona a abertura das pás com a palhetas diretrizes – é definida em projeto (para diferentes quedas líquidas de operação) e ajustada em campo. Durante o processo de comissionamento das turbinas, os ajustes são realizados com base nos resultados dos ensaios do tipo “OFF CAM” – onde, para cada condição de potência, são fixadas as aberturas das pás do rotor (ou palhetas do distribuidor) buscando, por meio de pequenas variações, a melhor relação de abertura com o outro elemento conjugado. Geralmente tais ajustes consideram somente o ganho de rendimento da turbina, sem considerar os demais efeitos dinâmicos causados na unidade geradora. Entretanto, estudos comprovam que um ajuste de conjugação com base na análise de flutuações mecânicas (vibrações), hidráulicas e elétricas permitem alcançar ajustes mais favoráveis ao processo de geração de energia, em conjunto com a redução nos desgastes dos componentes da máquina.

Na Figura 6 é possível observar a construção da curva de rendimento, de uma turbina Kaplan, considerando o ajuste de conjugação com base na avaliação da eficiência e do comportamento dinâmico.

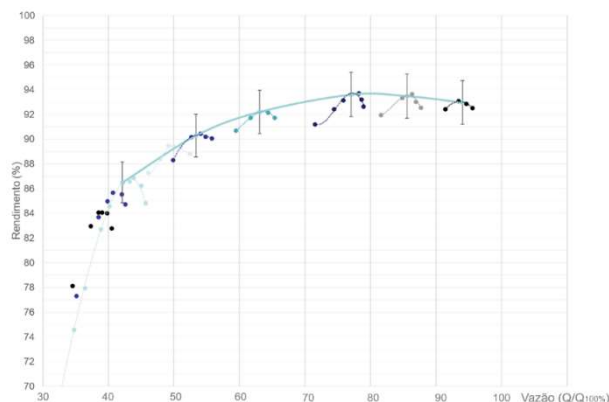


Figura 6 – Resultado ensaio OFF CAM – turbina Kaplan. Fonte: acervo próprio

3.2 Métodos para Avaliação da Faixa Operativa

A faixa operativa de uma unidade geradora é definida como o range de operação de uma máquina, considerando os limites mínimos e máximos operacionais, baseado no comportamento dinâmico teórico, de projeto e particular. Para cada tipo de turbina é esperado um range de operação (em unidades de potência), que se desloca em função da queda líquida, e outros fatores operacionais. Tais informações são consideradas em projeto, e comprovadas durante o comissionamento das máquinas. A Figura 7 apresenta uma comparação entre a faixa operativa teórica e a obtida durante o comissionamento.

Em muitos empreendimentos, as turbinas operam em limites pré-estabelecidos pelo fabricante – obtidos por projeto. Análises mais aprofundadas do comportamento operacional destas máquinas, permitem a ampliação destas faixas, com extensão dos limites para potências inferiores – resultando em maior geração acumulada, para períodos de baixa vazão – e ampliação da potência máxima. Na Figura 8, temos o mesmo exemplo apresentado, destacando os ganhos obtidos durante estudos para revisão da faixa operativa. Observa-se um ganho de 13% para o limite inferior da faixa, e destaque para um aumento da potência máxima em 6%.

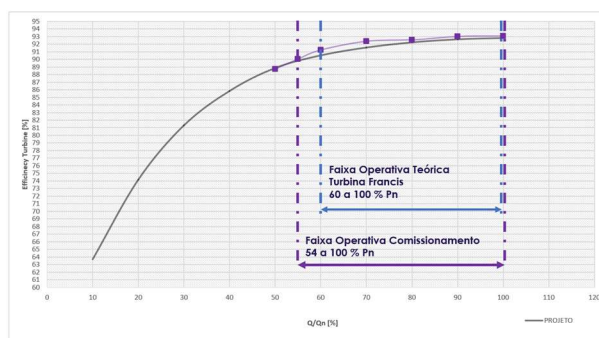


Figura 7 – Comparação faixa operativa teórica e comissionamento. Fonte: acervo próprio

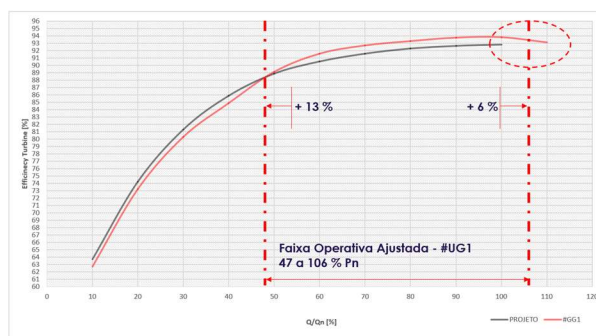


Figura 8 – Comparação faixa operativa teórica e comissionamento. Fonte: acervo próprio

4.0 DIFERENÇAS ENTRE O RENDIMENTO DE PROJETO E O REAL

No projeto de grandes usinas hidrelétricas, as turbinas são projetadas especificamente para aquela condição de aproveitamento hidráulico em que será instalada. São feitos modelos em escala reduzida para se estudar e prever todos os pontos de perda de eficiência, aproveitando-se ao máximo o potencial hidráulico. Dessa forma, sendo a

máquina bem projetada, ao realizar-se ensaios de aceitação utilizando equipamentos precisos e método absoluto de medição de vazão, verifica-se que o rendimento da máquina real se aproxima e muito do de projeto. Isso acontece devido ao estudo aprofundado realizado para aquelas condições, onde todas as variáveis são levadas em consideração.

O mesmo não acontece com turbinas fabricadas em escala industrial. Isso ocorre devido ao alto custo envolvido no projeto de máquinas desse porte. Então, o fabricante investe na fabricação de máquinas com uma ampla área de operação, abrangendo diversas condições de quedas e vazões, o que o permite através de apenas um perfil atender várias condições de aproveitamento hidráulico. Enquanto essa prática viabiliza e facilita a implementação de usinas pelo custo reduzido, também permite que condições de operação não previstas em projeto venham a acontecer, levando a máquina a trabalhar com esforços desnecessários. Nesses casos, ao realizar-se ensaios de rendimento utilizando-se métodos absolutos de medição de vazão, verifica-se que na maioria das vezes o rendimento previsto em projeto não é atingido. Ou seja, o aproveitamento hidráulico esperado para aquela condição não é atendido, o que pode ocasionar numa previsão de geração que não irá se realizar se a máquina não for aferida corretamente.

Através de análise de dados de Ensaio de Rendimento Hidráulico realizados pela empresa Rennosonic Tecnologia em uma amostra de 47 Unidades Geradoras com Turbinas Kaplan, Francis e Pelton, com potências de 1,75MW a 700MW, chegou-se a uma média de Rendimento Nominal de Projeto de 91,25%, ao passo que o Rendimento médio encontrado na realidade foi de 87,15%, uma diferença de 4,10%. Seguem na Figura 9 os dados encontrados:

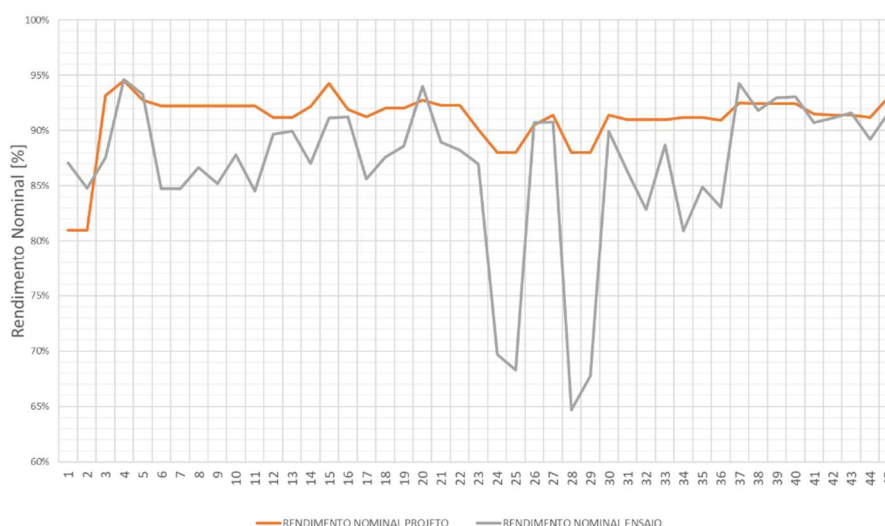


Figura 9 – Levantamento de rendimentos de projeto x rendimento real de diversas usinas e máquinas. Fonte: acervo próprio

5.0 RESULTADOS DE AJUSTES OPERACIONAIS PARA AUMENTO DE RENDIMENTO

Estudo de caso 1 – Turbina Kaplan Vertical: Neste caso, temos uma turbina do tipo Kaplan, onde foram realizados estudos que permitiram o ajuste da conjugação da turbina. Na Figura 10, podemos observar a comparação das curvas de rendimento, resultando em ganhos. Na Figura 11, temos a comparação entre as curvas de conjugação da turbina, que proporcionaram não somente o ganho de rendimento, mas também a redução dos níveis de vibração no mancal da turbina, observados na Figura 12.

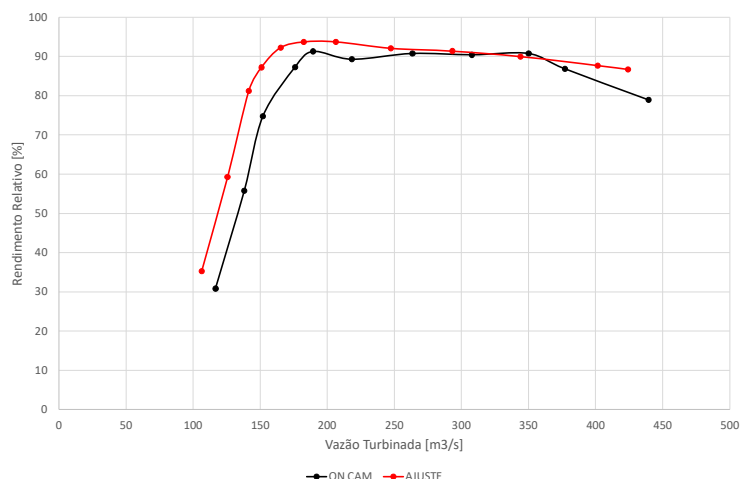


Figura 10 – Resultados de ganhos de rendimento com ajuste de conjugação. Fonte: acervo próprio

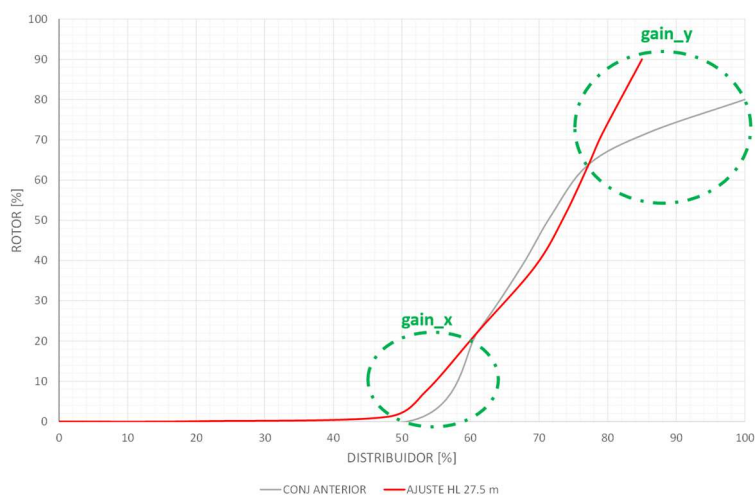


Figura 11 – Resultados de ajuste de conjugação – baixa e alta potência. Fonte: acervo próprio

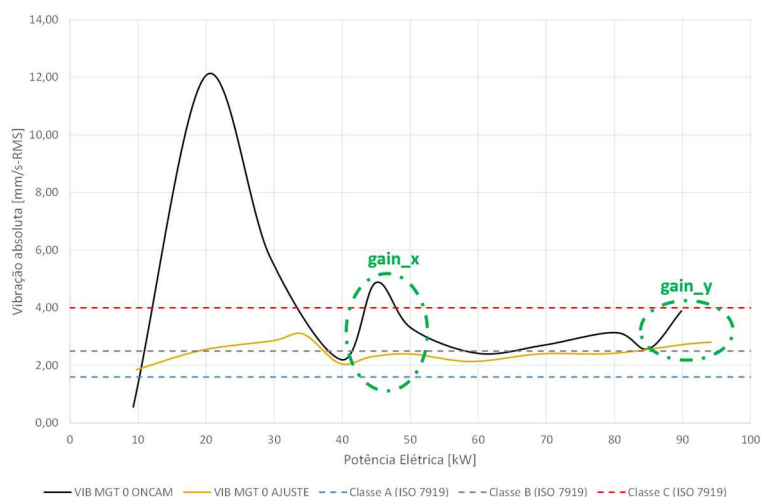


Figura 12 – Resultados de melhorias em vibrações com ajuste de conjugação. Fonte: acervo próprio

6.0 RESULTADOS DE REVISÕES DE FAIXA OPERATIVA

Estudo de caso 2 – Turbina Kaplan S Montante: Neste caso, temos uma turbina do tipo Kaplan, onde com o ajuste da conjugação foi possível ampliar a faixa de operação para potências inferiores a estabelecida pelo fabricante. Devido aos níveis elevados de vibração no aro câmara, a unidade geradora era limitada a operar acima de 6,0 MW.

Tal restrição foi retirada, após realizar um pequeno ajuste da conjugação, permitindo que a máquina operasse a partir de 4,0 MW – próximo aos 30% da potência nominal. Na Figura 13, é possível ver a disposição dos resultados com notável redução dos níveis de vibração para potências abaixo de 6,0 MW.

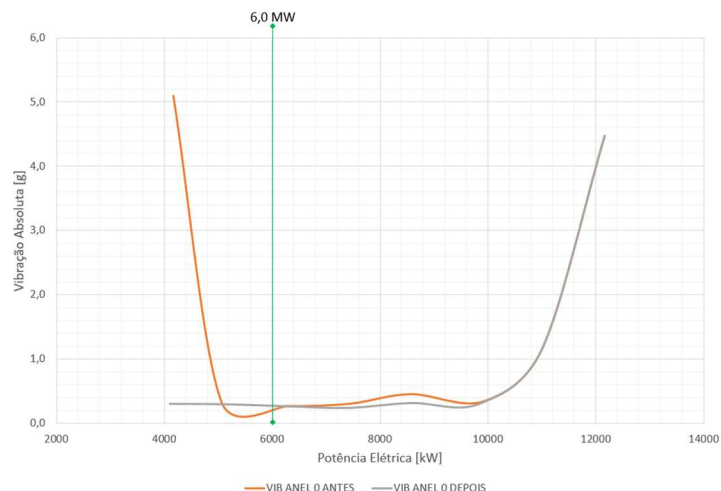


Figura 13 – Resultados de melhorias em vibrações com ajuste de conjugação. Fonte: acervo próprio

7.0 RESULTADOS DE RETROFIT (MODERNIZAÇÕES)

Estudo de caso 3 – Turbina Francis Horizontal:

Neste caso observado a comparação dos resultados da análise de rendimento para três turbinas de uma mesma planta. Todas as turbinas foram diagnosticadas com excesso de cavitação, iniciando assim um processo de substituição. Utilizando a medição de vazão, pelo método ultrassônico de múltiplas trajetórias, foi possível levantar curvas de rendimento absoluto de cada turbina, com visão direta dos ganhos obtidos com os reparos. A Figura 14 apresenta a comparação dos resultados de um rotor recuperado (#02) com as demais turbinas (#01 e #02) com rotores ainda danificados por ação de cavitação.

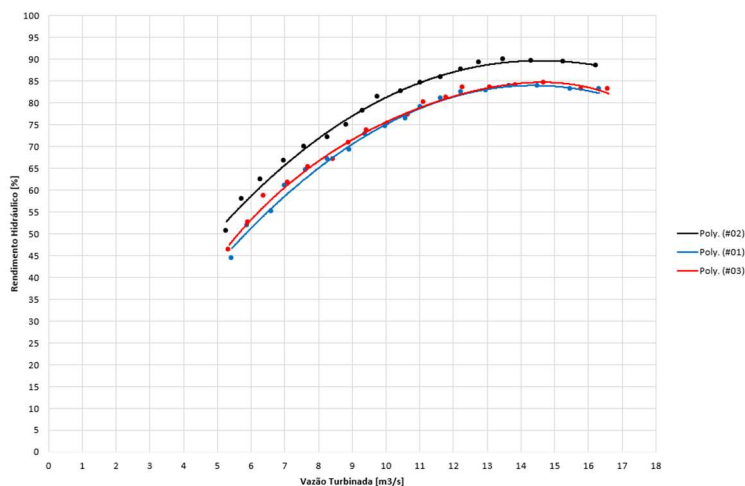


Figura 14 – Resultados de melhorias em vibrações com ajuste de conjugação. Fonte: acervo próprio

8.0 CONCLUSÃO

Através da análise técnica moderna e precisa, foi constatado um grande potencial de aumento da capacidade de geração hidrelétrica no Brasil, com ganhos energéticos estimados em 2,5 GW médios, considerando apenas intervenções para melhor aproveitamento operacional e reformas para que as Unidades Geradoras retornem as suas características originais. Além disso, o potencial de incremento na geração com modernizações que tragam aumento de potência e eficiência acima do projeto original, bem como construção de novas casas de força ou expansão das Unidades Geradoras em nas casas de força atual, não foi considerado neste estudo e poderia trazer ganhos ainda mais expressivos no sistema.

Foi evidenciado que alguns conceitos técnicos historicamente fixados em normas técnicas e literatura – como a similaridade de performance por características construtivas, e técnicas de medição de parâmetros indiretos como forma segura de avaliação e validação – necessitam de reavaliação, permitindo que o haja maior confiabilidade na definição da real capacidade de operativa dos equipamentos.

Os estudos de caso abordados utilizaram técnicas de avaliação abrangentes – como avaliação de rendimento hidráulico, utilizando a medição de vazão por ultrassom, e ajuste operacional (de turbinas Kaplan, por exemplo) com base em uma análise de eficiência e comportamento dinâmico (vibrações e flutuações hidro-mecânica). Os resultados permitiram que as usinas ajustassem as faixas operativas, proporcionando maior ganho em geração – tanto em baixas, quanto em altas afluências.

Dessa forma, conclui-se que a modernização de equipamentos, conforme há um avanço da vida útil, e a aferição de parâmetros operacionais, utilizando técnicas de medição confiáveis, trazem ganhos para as Centrais Hidrelétricas, para a segurança energética do país e otimização do uso de recursos hídricos. Por outro lado, visto as diferenças operacionais encontradas em relação ao projeto de Unidades Geradoras, como aprimoramento recomenda-se que os dados cadastrais de Centrais Hidrelétricas utilizados pelo Operador Nacional do Sistema (ONS), especialmente vazão turbinada, sejam revisados de forma sistemática e continuada, permitindo maior acurácia dos modelos de planejamento (NEWAVE, DECOMP e DESSEM), com parâmetros de entrada que correspondam de forma mais fidedigna possível a realidade.

9.0 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) <https://www.epe.gov.br> – PLANO DECENAL DE EXPANSÃO DE ENERGIA - 2030. Consulta em 03/09/2021.
- (2) IEA. Technology Roadmap: Hydropower. 2012
- (3) IEC - INTERNATIONAL ENGINEERING CONSORTIUM. 60041: Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Genebra, Switzerland 1991.
- (4) ISO 20816: Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pump-storage plants. Genebra, Switzerland 2018.
- (5) GE. PT878 Flowmeter user manual. Consulta em 16/19/2021.
- (6) SOUZA, Z. E BORTONI, E.C. 2006. Instrumentação para sistemas energéticos e industriais. Ed. do autor, Itajubá-MG, 2006.

DADOS BIOGRÁFICOS



Diretor Técnico na RENNOSONIC TECNOLOGIA LTDA. Graduado em Engenharia Hídrica e Mestre em Meio Ambiente e Recursos Hídricos, pela Universidade Federal de Itajubá. Atua, desde 2011, em ensaios, análises e ajustes de hidrogeradores, com foco em processos de modernização e repotenciação de aproveitamentos hidrelétricos.

(2) CAIO FARIAS ZARCONI CAVALCANTI DUARTE

Diretor Executivo da Rennosonic Tecnologia. Administrador pela Universidade Federal de Itajubá. Pós graduado em Gestão de Negócios de Energia Elétrica pela FIA.

(3) ANTÔNIO GÜIDO TERRA AMORELLI VIEIRA

Formado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Itajubá. Analista Técnico com ênfase em estudos de campo e análise de hidrogeradores na Rennosonic Tecnologia.

(4) RAFAEL LEON DIAS

Analista técnico na empresa Rennosonic tecnologia a seis anos, formação técnica na área da Eletroeletrônica, cursando Engenharia Elétrica pelo Centro universitário UNINTER.