Grupo de Estudo de Geração Hidráulica-GGH

Otimização térmica de rotor com resfriamento radial a ar para um motor-gerador de usina hidrelétrica reversível aplicando simulações avançadas de transferência de calor conjugada

AXEL WALTER-KRAUSE(1);
MARKUS ADAM(1);
THOMAS HILDINGER(1);
VOITH HYDRO (1);

RESUMO

O presente estudo investigou o desempenho de resfriamento do enrolamento de excitação do rotor de um motor-gerador síncrono de polos salientes de 330 MVA e 500 rpm com resfriamento radial a ar. Devido ao seu reduzido número de polos, máquinas de alta rotação como estas tendem a criar efeitos indesejados de fluxo nas proximidades da superfície do enrolamento dos polos do rotor, o que pode resultar em resfriamento deficiente, além de temperaturas inaceitavelmente elevadas para o rotor. Diante desse cenário, a presente pesquisa realizou simulações 3D detalhadas da transferência de calor conjugada (CHT) em regime permanente e em regime transiente com vistas a otimizar a eficiência de resfriamento do enrolamento de excitação do polo do rotor e a garantir uma operação segura ao longo de toda a vida útil da máquina.

Em uma primeira etapa do estudo, foram realizadas simulações 3D da CHT em regime permanente para uma geometria de referência e uma geometria otimizada (com guias de ar nos espaços entre os polos – as denominadas guias de ar interpolares – instaladas com o objetivo de melhorar a transferência de calor local na superfície do enrolamento). A comparação dos resultados da simulação comprovou duas coisas: a clara tendência de superaquecimento na simulação com a geometria de referência e a eficácia do modelo otimizado em evitar os efeitos indesejados em questão.

Além disso, uma simulação com resolução de escalas de CHT em regime transiente foi realizada para o modelo otimizado com o objetivo de prever a elevação de temperatura absoluta no enrolamento da máquina. Esses valores foram então comparados a medições realizadas em campo durante o comissionamento do motor-gerador pesquisado, mostrando boa concordância com os resultados do modelo de simulação apresentado.

Em síntese, esta pesquisa demonstra conclusivamente que o método de simulação apresentado é válido para a investigação do problema de projeto desse sistema de resfriamento. A pesquisa também demonstra que a otimização geométrica apresentada (com guias de ar interpolares) é uma estratégia eficaz para otimizar a distribuição de temperaturas no enrolamento do rotor para motores-geradores de alta rotação e polos salientes com resfriamento radial a ar. Assim, a simulação apresentada pode mostrar-se muito importante para a garantia de uma vida operacional segura para tais máquinas.

PALAVRAS-CHAVE

Máquina elétrica, motor-gerador hidrelétrico com resfriamento radial a ar, análise térmica, dinâmica dos fluidos computacional, transferência de calor conjugada, medições em campo

(*) Rua Friedrich von Voith, n˚ 825 – Prédio Gasparian – CEP 02599-000 São Paulo, SP, – Brasil
Tel: (+55 11) 3944-6105 – Cel: (+55 11) 98467-9780 – Email: thomas.hildinger@voith.com

1.0 - INTRODUÇÃO

Embora a tecnologia de geradores já ofereça uma elevada eficiência, as perdas eletromagnéticas da máquina produzem uma grande quantidade de calor que precisa ser removida durante a operação dos motores-geradores de usinas hidrelétricas. Assim, um sistema de ventilação e resfriamento bem projetado é fundamental para garantir uma operação segura e uma longa vida útil a estes equipamentos. Motores-geradores de polos salientes aplicados em usinas hidrelétricas costumam utilizar sistemas de ventilação e resfriamento a ar em que o rotor da máquina atua como um ventilador que bombeia o ar de resfriamento radialmente pelos espaços entre polos adjacentes no rotor, removendo assim o calor das perdas do enrolamento de excitação.

O presente estudo investigou o resfriamento do enrolamento de excitação do rotor de um motor-gerador síncrono de polos salientes de 330 MVA, rotação de 500 rpm e sistema de resfriamento radial a ar. Devido à rotação relativamente elevada da máquina pesquisada, o projeto do sistema de resfriamento e de ventilação radial apresenta alguns desafios. A alta rotação implica em um reduzido número de polos do rotor, o que se traduz em um elevado ângulo de abertura entre dois polos adjacentes. Isso pode dar origem a efeitos de fluxo indesejados, como zonas de descolamento e recirculação do fluxo quando o ar de resfriamento passa pelo espaço entre os polos, o que cria o risco de a temperatura subir demais no enrolamento de excitação.

O projeto de sistemas de ventilação e resfriamento de motores-geradores convencionais é baseado em ferramentas de cálculo unidimensionais ou em uma infinidade de diferentes parâmetros. Para calcular a transferência de calor, em especial, a precisão dessas abordagens depende muito da escolha das correlações subjacentes (vide exemplos de correlações em (1)) e oferece uma perspectiva muito reduzida dos efeitos físicos locais envolvidos. Ao ultrapassar a sua faixa operacional conhecida (por exemplo, pelo aumento da rotação da máquina pesquisada), tais correlações podem até mesmo perder a sua aplicabilidade. Para superar esse problema, o presente estudo adotou uma abordagem de projeto diferente para o motor-gerador pesquisado.

A utilização de simulações 3D de transferência de calor conjugada (CHT) para avaliação térmica dos polos de rotores de usinas hidrelétricas foi frequentemente relatada em anos recentes, provando-se uma ferramenta poderosa, embora numericamente dispendiosa para o cálculo da temperatura do polo do rotor, conforme (2)-(5). Assim, para otimizar o fluxo de ar de resfriamento dentro do espaço entre os polos e eliminar o risco de superaquecimento, o presente estudo realizou diversas simulações de CHT para o motor-gerador pesquisado, que são apresentadas a seguir.

Foram realizadas simulações CHT em regime permanente para oferecer uma avaliação qualitativa das tendências de superaquecimento devido às zonas de recirculação indesejadas no espaço entre os polos. Além disso, foram pesquisadas medidas para melhorar a eficiência de resfriamento dos geradores. Para isso, foi criado um modelo contendo um guia de ar adicional no espaço entre os polos (guia de ar interpolar) com o objetivo de desviar o fluxo de ar local e assim aumentar a transferência de calor entre o ar de resfriamento e o enrolamento do polo. Além disso, uma simulação com resolução de escalas de CHT em regime transiente foi realizada para o projeto otimizado com o objetivo de maximizar a precisão da previsão das temperaturas absolutas da simulação.

Na etapa seguinte, o projeto otimizado foi implementado no motor-gerador pesquisado. Durante o seu comissionamento, foram realizados ensaios de aquecimento que forneceram as temperaturas de equilíbrio térmico do enrolamento de excitação em um ponto específico de operação. Além disso, foram realizadas medições de vazão no sistema de ventilação. Como uma etapa final da pesquisa apresentada neste estudo, as medições obtidas foram comparadas com a simulação de CHT com o objetivo de validar a precisão e a aplicabilidade da abordagem baseada em CHT.

2.0 - SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Foram realizadas simulações numéricas de CHT em um modelo de uma seção do motor-gerador pesquisado. Essas simulações foram realizadas com o software comercial Ansys CFX. As próximas seções discutem esse modelo de simulação em maior detalhe. Também serão apresentados os resultados da otimização da geometria obtida com base em simulações em regime permanente. Por fim, o estudo apresenta uma simulação com resolução de escalas em regime transiente que oferece uma avaliação quantitativa do aumento da temperatura do enrolamento do rotor para o projeto otimizado que foi implementado no motor-gerador.

2.1 Modelo de simulação

O modelo de CHT inclui diversos domínios sólidos e um domínio fluido. Para reduzir o dispêndio numérico da simulação, foi modelada apenas uma seção axialmente e circunferencialmente periódica da parte central do polo, a parte termicamente mais relevante da máquina.

A FIGURA 1 apresenta uma visão geral do modelo de CHT. O domínio fluido é subdividido em partes rotativas e estacionárias. Enquanto que o rotor do motor-gerador foi modelado para refletir todos os seus detalhes geométricos, o estator da máquina foi significativamente simplificado, sendo tratado como um meio poroso. Os coeficientes de porosidade foram derivados de uma simulação CFD anterior que incluiu o estator da máquina. Essa simplificação do estator é possível, já que a sua função é apenas fornecer condições de contorno realistas para o fluxo de saída do rotor, não sendo relevante para a posterior avaliação dos resultados. A interface entre os domínios fluidos rotativo e estacionário está radialmente localizada no meio do entreferro, conforme recomendado por Toussaint, et al. (6). A superfície de controle de entrada foi posicionada nos dutos radiais do rotor, onde foram estabelecidas condições de contorno para o fluxo de massa e temperatura e os valores nominais de carga do projeto foram aplicados. Na saída localizada na parte radial externa do domínio poroso do estator, definiu-se uma condição de contorno de pressão. As superfícies de controle circunferenciais e axiais da seção investigada foram modeladas utilizando condições de contorno periódicas. Para a simulação do ar de resfriamento, foi utilizado um modelo de gás ideal com propriedades variáveis em função da temperatura.

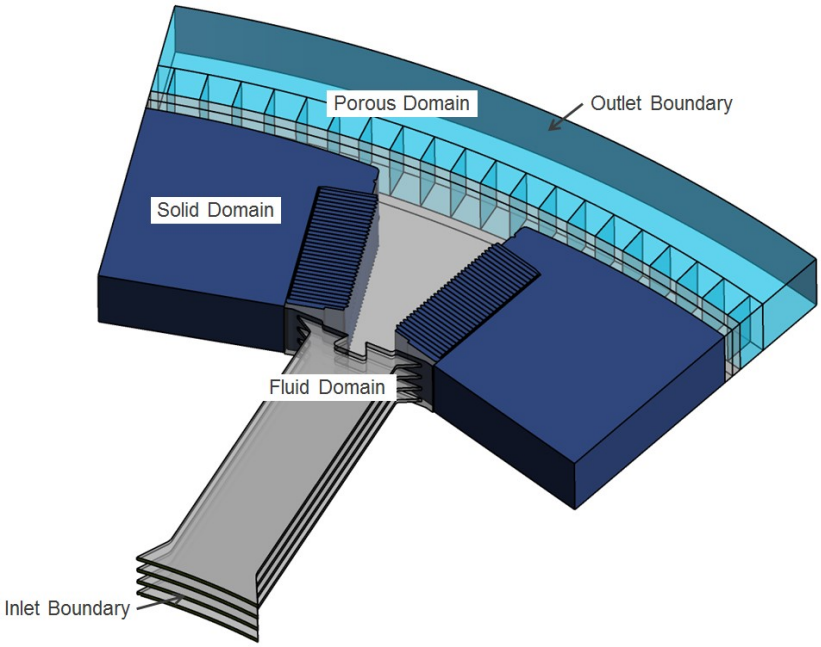

FIGURA 1 – Visão geral do modelo de CHT.

A FIGURA 2 ilustra o modelo de rotor sólido utilizado na simulação de CHT. O modelo do rotor consistiu em chapas de ferro do eixo do polo, material isolante e o próprio enrolamento. Foram criados dois modelos: o primeiro foi um projeto convencional (geometria de “Referência” ilustrada à esquerda na FIGURA 2), enquanto que o segundo foi concebido para maximizar a transferência de calor pela inclusão de uma guia de ar no espaço entre os polos e por uma geometria otimizada para o fluxo de ar, semelhante à de um bocal, radialmente interno ao enrolamento do rotor (geometria “Otimizada” ilustrada à direita na FIGURA 2). A perda eletromagnética foi modelada como uma fonte de calor volumétrica no enrolamento do polo com valores correspondentes à corrente de excitação sob carga nominal. Foram criadas interfaces entre todas as partes fluidas e sólidas adjacentes para permitir a transferência de calor entre cada parte.

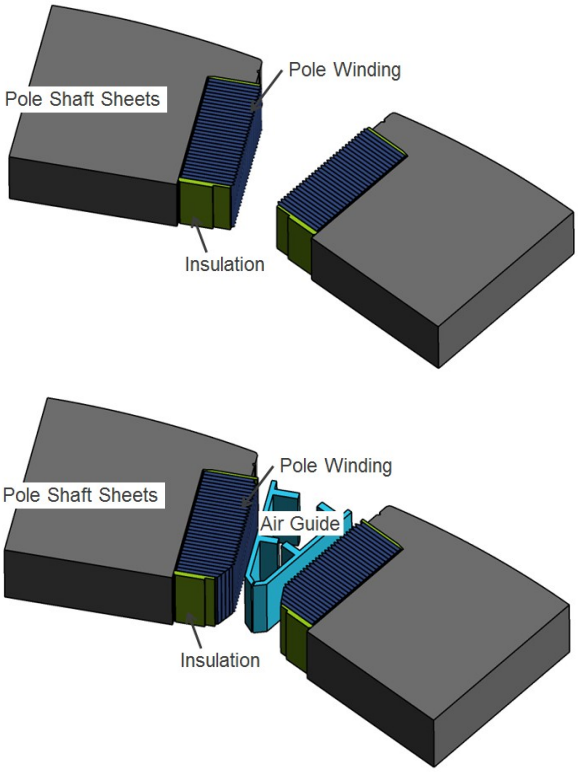

FIGURA 2 – modelo de CHT no domínio sólido. *Esquerda:* Geometria de referência. *Direita:* Geometria otimizada com guia de ar adicional.

Foram programadas malhas numéricas utilizando uma combinação das ferramentas comerciais ANSA e Ansys ICEMCFD. A FIGURA 3 apresenta um exemplo de uma geometria de referência. A malha numérica da geometria otimizada foi programada da mesma maneira. O tamanho de célula escolhido para o domínio fluido foi suficientemente pequeno para adequar-se a modelos com resolução de escalas de turbulência.

Esses modelos são aplicados durante o cálculo de transientes e, com uma resolução de malha adequada, permitem resolver o escoamento turbulento de fluidos em grande escala (grandes turbilhões) com um alto nível de detalhe. Isto é muito importante porque, no domínio fluido, o calor é primordialmente transferido por esses grandes redemoinhos, ao invés da condução térmica molecular. Além disso, as paredes responsáveis pela transferência de calor dos sólidos para os fluidos foram modeladas utilizando células muito pequenas na direção normal à parede, o que permitiu resolver essa fina camada limite de temperatura. Isso também é importante para garantir a precisão do cálculo da transferência de calor.

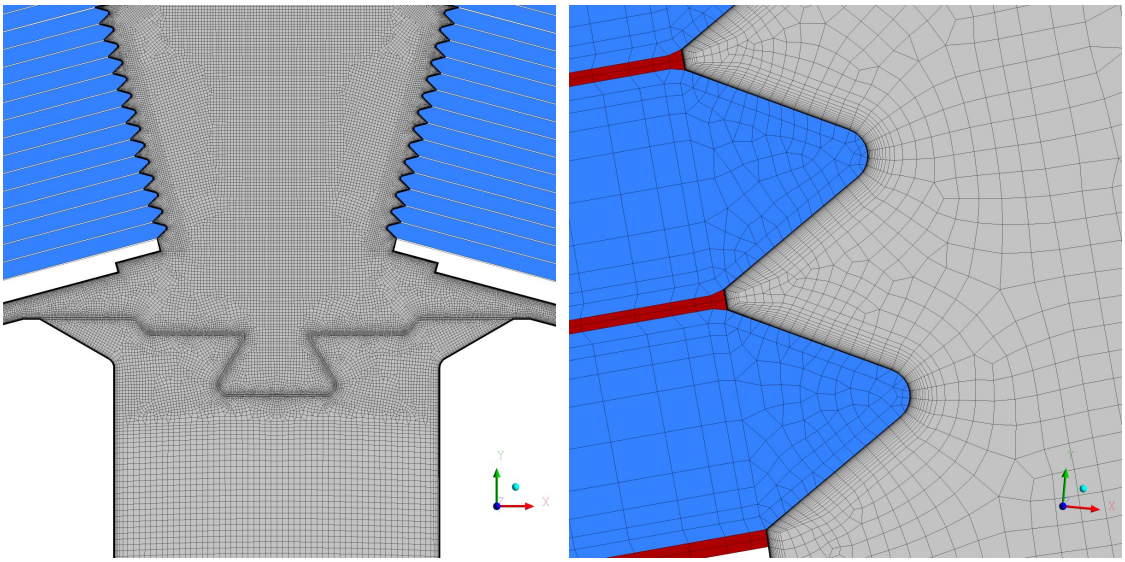

FIGURA 3 – Malha de CHT para o ar fluido (cinza), o enrolamento (azul) e o isolamento (vermelho). *Esquerda:* Visão geral da entrada do espaço entre os polos. *Direita:* Vista detalhada das aletas de resfriamento do enrolamento. Pequenas células prismáticas podem ser vistas na superfície do fluido.

2.2 Simulações em regime permanente

Em uma primeira etapa, foram realizadas simulações de CHT em regime permanente para ambos os projetos geométricos a fim de avaliar qualitativamente a eficácia da geometria otimizada. Isso permitiu minimizar e equalizar o aumento de temperatura no enrolamento do polo do motor-gerador de alta rotação pesquisado. A turbulência foi modelada pelo modelo SST k-ω de Menter (7) sob condições de regime permanente. Para incluir os efeitos rotacionais à simulação, foi aplicada uma estrutura móvel de referência ("rotor congelado") ao domínio do rotor.

A distribuição de velocidades no espaço entre os polos é ilustrada na FIGURA 4. Vale ressaltar que o sentido de rotação da simulação de CHT é o anti-horário. O modelo de referência é apresentado ao lado esquerdo, onde é possível ver que o fluxo está concentrado no flanco do polo voltado para o sentido da rotação (lado de descarga). No flanco do polo voltado para o sentido contrário (lado de sucção), ocorre o descolamento do fluxo, o que forma uma grande zona de recirculação nas proximidades do enrolamento. Dentro dessa zona de recirculação, a velocidade próxima à parede é baixa e a troca de quantidade de movimento com o fluxo principal é muito reduzida. Isso leva a crer que a eficácia do resfriamento no lado da sucção do polo também é baixa para o modelo de referência.

O lado direito da FIGURA 4 apresenta a distribuição de velocidades para o projeto otimizado (isto é, com a inclusão de guias de ar no espaço entre os polos). De maneira semelhante ao projeto de referência anterior, o Efeito Coriolis faz com que o fluxo se concentre no lado de descarga da abertura do polo. No entanto, esse efeito é reduzido devido às guias de ar interpolares, e as velocidades no lado de sucção são consideravelmente mais elevadas quando comparadas ao projeto de referência. Além disso, não ocorre a formação de uma zona de recirculação no lado de sucção. Ao invés disso, o fluxo de ar é bem guiado ao longo da superfície do enrolamento do polo. Com isso, a velocidade do ar próximo à superfície e, consequentemente, a troca de quantidade de movimento nessa região é maior em comparação com o projeto de referência. Isso justifica a expectativa de aumento da troca de calor no modelo otimizado.

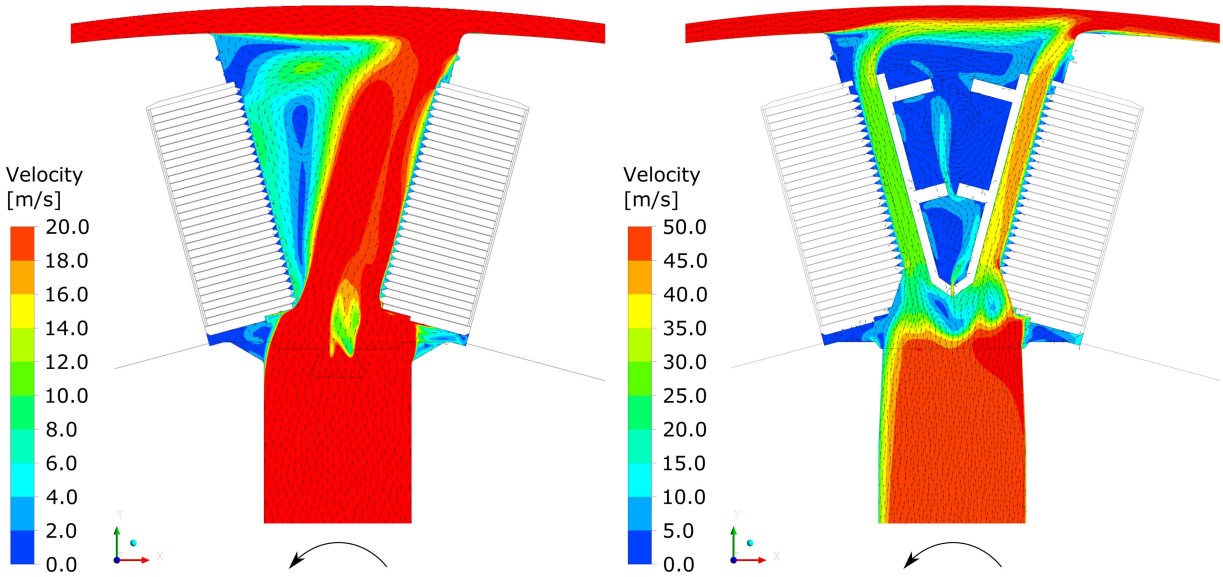

FIGURA 4 – Distribuição de velocidades no espaço entre os polos na simulação em regime permanente. *Esquerda:* Referência. *Direita:* Otimizado.

A FIGURA 5 ilustra o aumento da temperatura no polo em relação ao ar frio, mais uma vez referente ao lado esquerdo. O descolamento do fluxo e a criação da zona de recirculação já mencionados prejudicam a eficiência de resfriamento, resultando em um ponto significativamente quente no enrolamento localizado no lado de sucção do espaço entre os polos. A zona de recirculação é suficientemente intensa para isolar até mesmo os enrolamentos radiais internos do ar frio contido no fluxo principal. Isso provoca um aumento significativo na temperatura do enrolamento do polo, chegando a um aumento máximo de temperatura de 200 K. Esse resultado indica um sério risco de superaquecimento com consequências altamente indesejáveis na vida útil da máquina caso não se adotem outras medidas para otimizar a distribuição de temperaturas no enrolamento.

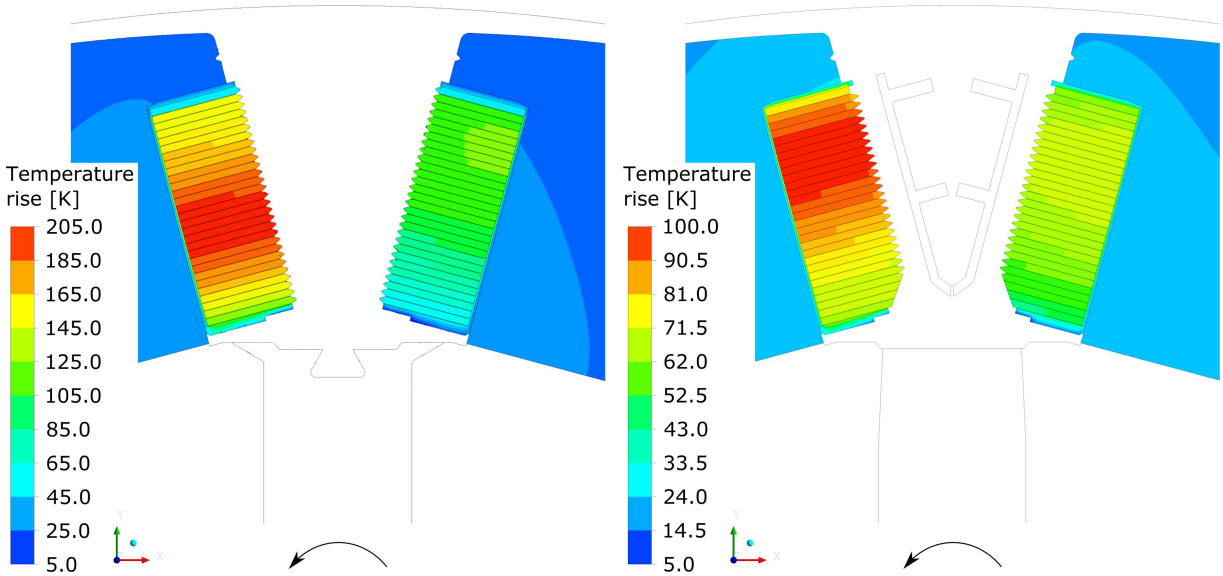

FIGURA 5 – Aumento da temperatura em relação ao ar frio no polo na simulação em regime permanente. *Esquerda:* Referência. *Direita:* Otimizado.

O lado direito da FIGURA 5 apresenta o aumento de temperatura para a variante com geometria otimizada. Ainda é possível ver uma diferença de temperatura entre o lado de sucção e o de descarga. Isso se deve à distribuição desigual do fluxo em ambos os lados da guia de ar, o que resulta em diferentes eficácias na

transferência de calor. No entanto, o máximo aumento de temperatura no projeto otimizado ficou no patamar aceitável de 100 K, o que representa uma significativa redução de 100 K em comparação com o modelo de referência, ilustrado no lado esquerdo da FIGURA 5. Esse resultado claramente justifica o uso de guias de ar interpolares para a aplicação estudada. Dessa forma, apenas a variante com a geometria otimizada foi considerada nas pesquisas seguintes.

2.3 Simulação em regime transiente

As pesquisas anteriores revelaram que as simulações em regime permanente e seus modelos de turbulência subjacentes tendem a subestimar a transferência de calor nas superfícies do enrolamento do polo radialmente resfriadas a ar, o que coincide com os relatos de Walter-Krause (5). Portanto, as investigações apresentadas na seção anterior oferecem uma avaliação qualitativa meramente razoável dos efeitos térmicos pesquisados, ao passo que as simulações em regime transiente com modelos de turbulência com resolução de escalas, mais dispendiosas do ponto de vista numérico, são necessárias para se trabalhar com temperaturas absolutas.

Assim, a variante com a geometria otimizada foi investigada em uma simulação em regime transiente utilizando o modelo de turbulência SAS-SST (8). Pela aplicação de uma malha numérica suficientemente fina, esse modelo permite resolver o espectro turbulento em condições instáveis de fluxo, como na presença de camadas de cisalhamento de fluxo livre. Para reduzir o dispêndio numérico a um nível aceitável, a simulação em regime transiente foi realizada apenas para o lado fluido do modelo, onde são esperados significativos efeitos dependentes do tempo devido à turbulência do fluxo e à interação entre estator e rotor. No lado sólido, só os valores médios no tempo são de interesse ao estudo. Dessa forma, os valores médios no tempo da transferência de calor na fronteira entre os domínios fluido e sólido foram excluídos da simulação em regime transiente do fluido, sendo aplicados como condições de contorno para o cálculo de temperatura do domínio sólido em regime permanente. Uma descrição detalhada desse método de trabalho e do intercâmbio de dados entre os modelos fluido e sólido podem ser encontrados em (5).

A FIGURA 6 apresenta a distribuição de velocidades no espaço entre os polos para a simulação em regime transiente. O lado direito da imagem ilustra o campo de velocidades médias no decorrer do tempo. Quando comparado ao campo de velocidades em regime permanente da FIGURA 4, verifica-se uma distribuição muito semelhante, embora com uma pequena variação nos valores da velocidade. Em especial, é possível notar que a distribuição de fluxos entre os lados de sucção e de descarga permanece levemente desigual. Já o lado esquerdo da FIGURA 6 apresenta o campo de velocidades para o último instante da simulação, isto é, uma única instância de tempo. As consideráveis flutuações de velocidade apresentadas nessa figura mostram que a turbulência foi bem resolvida nessa simulação. Isso se deve principalmente às instabilidades na camada de cisalhamento de fluxo livre que ocorrem quando o ar sai dos dutos radiais e entra no espaço entre os polos. Essas flutuações resultam em uma maior troca de quantidade de movimento entre o ar próximo à superfície do enrolamento do polo nervurado e o fluxo principal, que é a principal diferença entre o a simulação em regime transiente com resolução de escalas e a simulação em regime permanente. Em última instância, essa troca de quantidade de movimento entre o ar quente próximo à superfície do enrolamento e o ar frio do fluxo principal resulta em um aumento da transferência de calor entre o sólido e o fluido, o que não é suficientemente retratado pela simulação em regime permanente anterior.

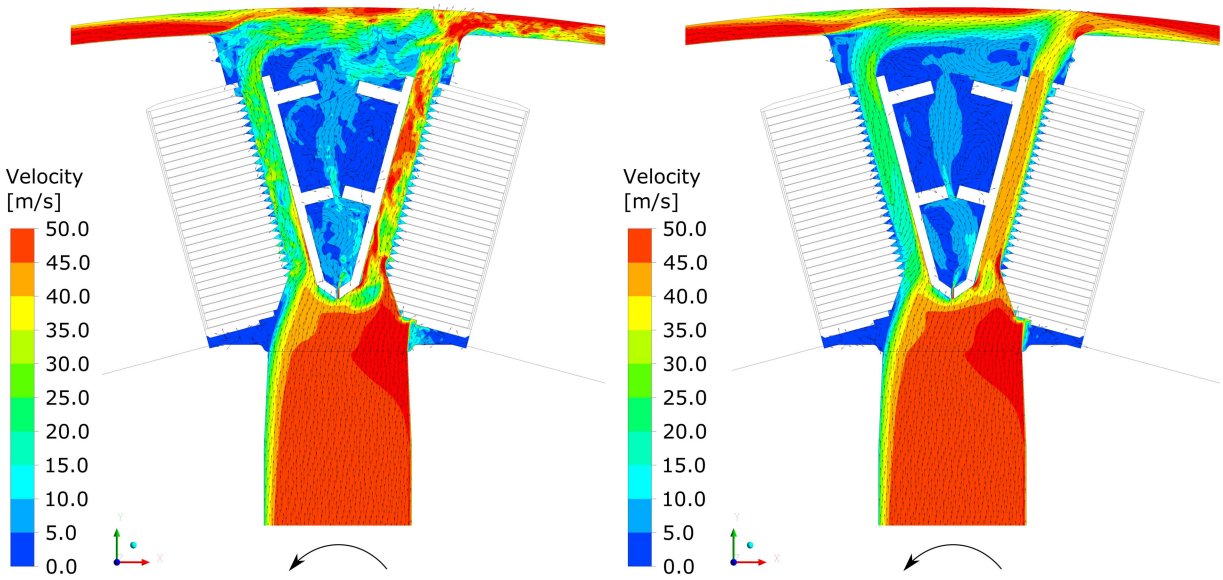

FIGURA 6 – Distribuição de velocidades no espaço entre os polos na simulação em regime transiente. *Esquerda:* Último instante. *Direita:* Média no tempo.

O aumento da transferência de calor na simulação com resolução de escalas em regime transiente descrita anteriormente provoca uma redução da temperatura do enrolamento, gerando valores mais realistas em comparação com a simulação em regime permanente. A FIGURA 7 ilustra o aumento de temperatura no polo em relação ao ar frio na simulação do fluxo em regime transiente. Comparado com o resultado em regime permanente da FIGURA 5, o aumento máximo de temperatura caiu significativos 38 K, chegando a 62 K, um valor suficientemente baixo para garantir uma operação segura da máquina no longo prazo. O aumento médio da temperatura no enrolamento foi calculado em 51 K.

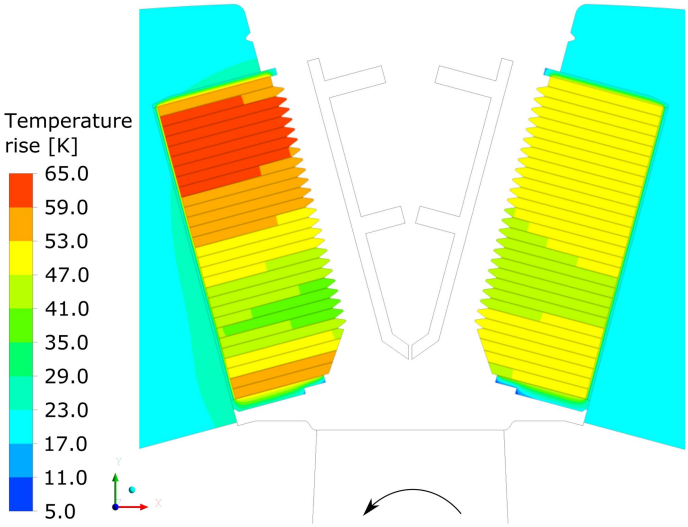

FIGURA 7 – Aumento da temperatura em relação ao ar frio no polo na simulação em regime transiente.

3.0 - MEDIÇÃO DE VALIDAÇÃO

Considerando os resultados anteriormente apresentados para a CHT, optou-se pela construção do motor-gerador de acordo com o projeto otimizado. Foram então realizadas medições durante o teste de eficiência realizado na etapa de comissionamento da máquina. Para isso, as medições da vazão de ar de resfriamento e do aumento médio da temperatura no enrolamento do polo são grandezas relevantes para a comparação da operação em campo com as simulações de CHT anteriormente apresentadas.

A vazão foi calculada por meio de medições da velocidade do ar que alimenta o resfriador ar/água do gerador e pela secção transversal do resfriador. A velocidade foi medida com um anemômetro portátil tipo hélice, e sua média foi calculada em função do tempo de medição. Para determinar a vazão, esse valor médio foi então multiplicado pela área da seção transversal do resfriador. Para melhorar a precisão da medição, foi montada uma estrutura de madeira atrás do resfriador para dividir a seção transversal de medição em uma série de subsegmentos. A FIGURA 8 retrata essa estrutura e um típico anemômetro do tipo hélice. As medições foram realizadas para todos os resfriadores acessíveis de maneira segura. Para todos os outros resfriadores, os valores foram interpolados. O procedimento descrito resultou em uma vazão medida de 71 m³/s, o que é apenas 4% menor em comparação com a vazão nominal de projeto de 74 m³/s.

O aumento da temperatura do enrolamento do polo $\Delta T_{Polewinding}$ em relação ao ar frio foi medido pela determinação da corrente de excitação I_F e a tensão U_F. Esses valores permitem calcular a resistência elétrica. Tomando como referência uma medição de resistência R_{Ref} a uma temperatura conhecida T_{Ref}, o aumento médio da temperatura do enrolamento do polo em relação ao ar frio $T_{ColdAir}$ pode ser determinado pela fórmula

$$\Delta T_{Polewinding} = \frac{T_{Ref} + 235K \cdot \frac{U_F}{I_F}}{R_{Ref}} - 235K - T_{ColdAir}.$$

A medição do aumento da temperatura do enrolamento do polo para uma corrente de excitação de 2014 A foi de 41 K. Esse valor está confortavelmente dentro dos limites de projeto do motor-gerador pesquisado.

Ao comparar os dados da medição com a simulação de CHT, é necessário levar em conta que a simulação foi realizada sob valores nominais de carga, o que não corresponde exatamente às condições da medição em operação. Isso significa que existe uma pequena diferença entre os valores medidos e simulados da corrente de excitação do enrolamento e da vazão de ar de resfriamento.

FIGURA 8 – Estrutura de madeira em volta do resfriador para medição da velocidade do ar e anemômetro tipo hélice

No entanto, como as condições operacionais da medição e da simulação continuavam semelhantes, a extrapolação dos dados da simulação para o ponto operacional medido seria uma abordagem válida. Para fazê-lo, adotou-se a premissa contida em qualquer livro de transferência de calor, como, por exemplo, Lienhard (9), de que o coeficiente de transferência de calor h é conceitualmente definido como

$$h = \frac{\dot{q}}{\Delta T},$$

onde $\dot{q}$ é o fluxo de calor perpendicular a uma superfície e ΔT corresponde à diferença de temperatura entre a superfície e a temperatura do fluido externa à camada limite. Para esta aplicação específica, o fluxo de calor provém das perdas térmicas no enrolamento devido à sua resistência e à corrente de excitação direcional I_F. Portanto, é possível assumir que

$$\dot{q}\ {I_F}^2.$$

Além disso, para um fluxo turbulento em um duto semelhante ao instalado no espaço entre os polos, com guias de ar interpolares, a proporcionalidade

$$h\ \dot{V}^{0.8}$$

entre o coeficiente de transferência de calor e a vazão $\dot{V}$ pode ser encontrada, por exemplo, em (9). Utilizando as relações acima, é possível aplicar a seguinte extrapolação aos resultados da CHT para compará-los aos dados da medição:

$$\Delta T_{CHT,extrapolated} = \left(\frac{I_{F,Measurement}}{I_{F,CHT}}\right)^2 \cdot \left(\frac{\dot{V}_{CHT}}{\dot{V}_{Measurement}}\right)^{0.8} \cdot \Delta T_{CHT}.$$

A Tabela 1 apresenta todos os dados relevantes à comparação entre a simulação de CHT e a medição em campo. Os dados revelam que as diferenças nas condições operacionais também provocam diferenças no aumento médio da temperatura do enrolamento. No entanto, a extrapolação dos dados da CHT para a condição operacional medida utilizando a fórmula acima revela uma boa concordância entre a medição e a simulação. Neste estudo, a discrepância encontrada para o aumento da temperatura média do enrolamento é de apenas 2 K, o que corresponde a menos de 5% do valor medido. Esse resultado comprova tanto a validade do método de simulação apresentado neste estudo como a necessidade da instalação das guias de ar interpolares para a máquina pesquisada com o objetivo de garantir uma operação segura ao longo de toda a vida útil pretendida da máquina.

Tabela 1 – Comparação entre a simulação de CHT e a medição em campo

		CHT	CHT extrapolado	Medição
Corrente de excitação	[A]	2.346	2.014	2.014
Vazão	[m³/s]	74	71	71
Aumento da temperatura média do enrolamento	[K]	51	39	41
Aumento de temperatura medido com ajustes	[K]	10	2	-

4.0 - CONCLUSÃO

O estudo pesquisou o desempenho de resfriamento do enrolamento de excitação do rotor de um motor-gerador síncrono de polos salientes de 330 MVA e 500 rpm utilizando cálculos detalhados de CHT. Foi desenvolvido um projeto de resfriamento otimizado pela instalação de guias de ar interpolares no espaço entre os polos, que proporcionaram uma melhor distribuição de temperaturas para garantir uma operação segura da máquina no longo prazo. Além disso, a abordagem da simulação de CHT foi validada em uma comparação com medições realizadas em campo.

Na primeira etapa desta pesquisa, foram modeladas duas configurações: uma com a geometria convencional e outra com uma geometria otimizada (com guias de ar interpolares instaladas nos espaços entre os polos). As simulações de CHT em regime permanente confirmaram a ineficiência do resfriamento dos enrolamentos do polo em motores-geradores com resfriamento radial a ar e grandes ângulos de abertura entre os polos, como a máquina pesquisada. Esses problemas surgem devido ao significativo aumento da seção transversal do fluxo na direção radial e à formação de zonas de recirculação causadas pelo descolamento do fluxo nos espaços entre os polos, já que elas apresentam uma geometria semelhante à de um difusor. As zonas de recirculação com velocidades de ar relativamente baixas e reduzida troca de quantidade de movimento funcionam como um isolamento térmico, provocando o superaquecimento dos enrolamentos. Devido ao Efeito Coriolis, essas zonas de descolamento e recirculação do fluxo geralmente podem ser encontradas no lado do espaço entre os polos que está voltado para a direção contrária à da rotação (lado da sucção). Na geometria otimizada, uma simulação em regime permanente demonstrou que é possível evitar as zonas de recirculação próximas à superfície do enrolamento do polo, garantindo uma eficiência de resfriamento significativamente maior e, consequentemente, menores temperaturas do enrolamento do polo.

Já na segunda etapa da pesquisa, foi realizada uma simulação com resolução de escalas em regime transiente para a geometria otimizada. Conforme explicado, essas simulações são necessárias para determinar mais precisamente a transferência de calor para essa configuração de fluxo pesquisada. Tais simulações revelaram uma significativa redução da temperatura do enrolamento do polo em comparação com a simulação em regime permanente, e permitiram calcular as temperaturas em um nível que garante a operação segura da máquina no longo prazo.

Por fim, o resultado da simulação em regime transiente foi comparado a uma medição realizada na usina durante o comissionamento da máquina pesquisada. A comparação mostrou excelente concordância entre os valores medidos e simulados. Assim, pode-se concluir que a simulação realizada pelo método de trabalho descrito é uma abordagem válida para a análise do desempenho de resfriamento de enrolamentos de rotores com resfriamento radial a ar para geradores-motores de usinas hidrelétricas.

Em termos gerais, os resultados descritos acima mostraram que, em máquinas de alta rotação com um reduzido número de polos (e, consequentemente, grandes ângulos de abertura entre os polos), é difícil garantir um resfriamento adequado do enrolamento do polo devido às tendências descritas de formação de zonas de recirculação nas proximidades da superfície do enrolamento do polo. Isso pode gerar um significativo superaquecimento da máquina. Já a simulação apresentada neste documento permitiu detectar a ineficiência dessa configuração e identificar medidas efetivas de melhoria que proporcionam uma operação segura da máquina dentro dos limites de temperatura garantidos.

5.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

(1) D. A. Staton and A. Cavagnino, “Convection heat transfer and flow calculations suitable for electric machines thermal models,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 55, no. 10, pp. 3509–3516, Oct 2008.

(2) M. Shanel, S. J. Pickering, and D. Lampard, “Conjugate heat transfer analysis of a salient pole rotor in an air cooled synchronous generator,” in IEEE International Electric Machines and Drives Conference, vol. 2, June 2003, pp. 737–741 vol.2.

(3) N. Lancial, F. Torriano, F. Beaubert, S. Harmand, and G. Rolland, “Study of a taylor-couette-poiseuille flow in an annular channel with a slotted rotor,” in 2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM), Sept 2014, pp. 1422–1429.

(4) D.-D. Dang, X.-T. Pham, P. Labbe, F. Torriano, J.-F. Morissette, and C. Hudon, “CFD analysis of turbulent convective heat transfer in a hydro-generator rotor-stator system,” Applied Thermal Engineering, vol. 130, pp. 17 – 28, 2018.

(5) A. Walter-Krause, "Application of Conjugate Heat Transfer Simulations for the Development of Ventilation and Cooling Systems for Large Hydro-Generators," in 2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM), Alexandroupoli, 2018, pp. 2633-2639.

(6) K. Toussaint, F. Torriano, J.-F. Morissette, C. Hudon, and M. Reggio, “CFD analysis of ventilation flow for a scale model hydro-generator,” in Proceedings of the ASME 2011 Power Conference, Denver, Colorado, USA, 2011.

(7) F. R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” AIAA Journal, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, Aug. 1994.

(8) F. R. Menter, Y. Egorov, “The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 1: Theory and Model Description,” Flow, Turbulence and Combustion, July 2010, Volume 85, Issue 1, pp 113-138.

(9) J. H. Lienhard IV, and J. H. Lienhard V, “A Heat Transfer Textbook,” Phlogiston Press, Cambridge, 2018.

6.0 - DADOS BIOGRÁFICOS

Thomas Hildinger – São Paulo, Brasil, 1960.

Graduado em Engenharia Elétrica em 1983 pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Graduado em Administração de Empresas em 1989 pela Faculdade de Administração e Economia da Universidade de São Paulo.