



**SNPTEE  
SEMINÁRIO NACIONAL  
DE PRODUÇÃO E  
TRANSMISSÃO DE  
ENERGIA ELÉTRICA**

GGH 15  
14 a 17 Outubro de 2007  
Rio de Janeiro - RJ

## **GRUPO I**

### **GRUPO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA – GGH**

#### **APLICAÇÃO DE SIMULAÇÃO CFD NO ESTUDO DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO DE HIDROGERADORES**

**Claudinei de Moura Altea \*      Antonio Carlos Meyer**

**VOITH SIMENS HYDRO POWERM GENERATION LTDA.**

## **RESUMO**

O presente trabalho aborda a questão da aplicação de um método numérico, a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), no estudo do sistema de ventilação de hidrogeradores. Neste trabalho são comparados os resultados do método numérico, de cálculos analíticos bem como com os valores medidos no comissionamento de um hidrogerador.

A simulação numérica em CFD é um método alternativo e inovador quando aplicado no estudo do sistema de ventilação de hidrogeradores. Por este motivo, as etapas da análise CFD (pré-processamento, resolução e pós-processamento) e as simplificações adotadas são amplamente discutidas.

Por fim, a precisão dos resultados da simulação numérica é avaliada assim como a aplicação da Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) segundo as características do estudo e do sistema de ventilação de hidrogeradores que se deseja calcular.

## **PALAVRAS-CHAVE**

Hidrogeradores, Ventilação, CFD, Simulação Numérica.

### **1.0 - INTRODUÇÃO**

O avançado nível de desenvolvimento no campo da tecnologia da informação faz com que os métodos numéricos se tornem cada vez mais viáveis na solução de problemas de engenharia. Depois de devidas validações, através de ensaios experimentais e soluções analíticas (quando possível), os métodos numéricos já fazem parte do processo de engenharia e passam gradativamente a fornecer soluções mais precisas e detalhadas do que os métodos analíticos empregados inicialmente, permitindo maior flexibilidade no modelamento de diferentes configurações.

A elevada importância do comportamento térmico de um hidrogerador, considerando a provável diminuição da vida útil dos componentes isolantes causada por elevações de temperatura indevidas, motiva empresas e pesquisadores a procurar maneiras cada vez mais eficientes de se analisar o sistema de ventilação destas máquinas.

A complexidade dos fenômenos físicos associada à geometria pouco favorável ao fluxo do meio refrigerante nos geradores sempre representou um grande desafio de engenharia. Os métodos baseados em modelos escalados aplicados na hidráulica não se mostraram totalmente aplicáveis nas máquinas elétricas. Os métodos numéricos indicam um possível caminho comum para a análise da hidráulica das turbinas e da ventilação dos geradores.

## 2.0 - OBJETO DE ESTUDO

Este trabalho estuda o hidrogerador de 68 MVA da usina de Corumbá IV, próxima ao Distrito Federal, em operação desde o início de 2006.

## 3.0 - DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Estes hidrogeradores foram projetados utilizando-se as ferramentas corporativas tradicionais formuladas a partir das teorias físicas clássicas e aprimoradas periodicamente com base nas medições em experimentos de laboratório e em máquinas já fornecidas pela empresa. Estas ferramentas compõem-se de um grande conjunto de rotinas de cálculo das quais abordaremos o cálculo do fluxo de ar de refrigeração e o cálculo das temperaturas.

O primeiro cálculo em um projeto de gerador é a simulação eletromagnética, na qual os dados de entrada são a geometria das partes ativas e os principais dados operacionais (potência de saída, fator de potência, tensão nos terminais, frequência da rede). Resultam desta simulação massas dos componentes ativos, resistências elétricas, reatâncias, constantes de tempo, densidades de corrente, induções magnéticas, torques, forças, perdas, vazão de ar necessária e temperaturas. O cálculo é feito de forma iterativa para considerar as interrelações entre os parâmetros calculados até convergir ao resultado final. O projetista por sua vez analisa os resultados e altera os dados de entrada para alcançar os valores contratuais, otimizar a máquina e reduzir o risco técnico através dos parâmetros de controle do projeto e de sua experiência em projetos anteriores. A definição básica do tipo de ventilação é feita nesta etapa.

A partir deste projeto básico são feitos cálculo de componentes estruturais e são verificados esforços mecânicos sobre os componentes ativos, definindo-se nesta fase arranjos de eixo, acoplamentos, mancais, cruzetas, coberturas, aranha e coroa do rotor, carcaça do estator e freios.

Nas etapas seguintes a engenharia passa a atuar de forma simultânea em várias frentes, trocando-se informações sobre os resultados e propondo-se pequenas mudanças para conciliar as diferentes necessidades percebidas por cada projetista. Nesta etapa é feito o cálculo da ventilação para definir as áreas de passagem e a geometria dos elementos que irão impulsionar e guiar o fluxo de ar.

No caso do gerador de Corumbá IV foi estabelecido que o melhor sistema de ventilação neste caso seria o radial-radial, que utiliza a aranha e a coroa do rotor para impulsionar o ar.

## 4.0 - CÁLCULO ANALÍTICO DA VENTILAÇÃO

A ferramenta empregada se utiliza de um modelo de rede com ramos em série e em paralelo, sendo que cada ramo é composto de uma resistência aerodinâmica ou um incremento de pressão. Os dados de entrada são as geometrias dos componentes principais, a rotação da máquina, a densidade do meio refrigerante e alguns coeficientes obtidos de experimentos.

Abaixo segue um exemplo de formulação destas resistências que compõe a rede, no caso representando parte da coroa do rotor:

$$R_{i2} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{1}{A_2^2} \cdot \left( \zeta_2 + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_{h2}} \right)$$

Sendo:  $\rho$  ... densidade do fluido  
 $A_2$  ... Seção livre dos canais da coroa  
 $\zeta_2$  ... coeficiente de perda de carga associado as variações de velocidade (singularidades)  
 $\lambda_2$  ... coeficiente de atrito  
 $l_2$  ... comprimento de cada canal da coroa  
 $d_{h2}$  ... diâmetro hidráulico de cada canal da coroa

Após análise dos resultados obtidos do cálculo, os dados de geometria são alterados pelo projetista visando atingir a vazão de ar requerida pelo projeto básico, levando-se em conta a distribuição das perdas na máquina e as restrições observadas nas demais etapas do projeto.

## 5.0 - SIMULAÇÃO NUMÉRICA

### 5.1 Funcionamento do CFD

A dinâmica de fluidos computacional, ou CFD, trata da simulação numérica em mecânica dos fluidos e transferência de calor. Para atingir tal objetivo, a técnica mais utilizada é a aplicação de métodos de discretização sobre as equações de Navier-Stokes para obter resultados aproximados em pontos discretos do domínio de interesse.

O método CFD se baseia nas leis de conservação, ou seja, o escoamento de um fluido pode ser descrito utilizando os princípios de conservação da massa, momento e energia. Conservação da massa diz que a matéria não é criada ou destruída, mas sim conservada e transformada. Conservação de momento é apenas uma expressão da primeira lei de Newton. Conservação de energia é expressa pela primeira lei da termodinâmica.

Nos métodos numéricos as equações de conservação são aplicadas em sua forma diferencial. Estas equações que governam o escoamento de fluidos são complexas e não-lineares, onde, não se resolve apenas uma equação, mas um conjunto de equações acopladas. Para a solução deste sistema de equações utiliza-se o método indireto, ou iterativo, onde a solução é obtida através de um processo de repetição (*loops*), até que uma determinada convergência seja atingida.

### 5.2 Geometria Simplificada

Para a análise de CFD do hidrogerador de Corumbá IV, a geometria considerada é a do volume por onde passa o ar do circuito de refrigeração da máquina. Valendo-se da simetria cíclica existente tanto no rotor como no estator, a geometria aplicada às análises corresponde a um sexto da máquina, vista de planta.

Com o objetivo de minimização da malha de discretização, a geometria precisou ainda de outras simplificações. Dentre as mais significativas, pode-se citar: a simplificação do volume correspondente ao enrolamento dos pólos, a eliminação dos tubos (colunas) da carcaça e a simplificação dos volumes correspondentes às cabeças de bobinas e ao barramento circular. Além destas simplificações, o núcleo do estator e o trocador de calor foram admitidos como sólidos porosos para evitar a discretização dos pequenos volumes internos a estes meios, por onde passa o ar de refrigeração, que são bastante semelhantes em todos os projetos. No caso do estator os parâmetros para esta simplificação foram obtidos de estudos anteriores (1), (3) e (4). Os dados dos trocadores de calor foram informados pelo seu fabricante.

### 5.3 Domínios

A geometria por onde circula o ar de refrigeração foi dividida em domínios distintos conectados por superfícies comuns e idênticas. Cada um dos domínios possui características próprias que estão descritas abaixo:

Volume interno ao cubo: domínio rotativo (200 rpm) com conexão aos domínios do volume do *housing*, pelas janelas de captação de ar, e do volume interno à coroa, por uma superfície cilíndrica hipotética no próprio cubo a 30 mm do início dos canais de ventilação na coroa.

Volume interno à coroa: domínio rotativo (200 rpm) com conexões aos domínios do volume interno ao cubo e do volume do ar entre pólos, este último através de uma superfície cilíndrica hipotética a 50 mm do final dos canais de ventilação na coroa.

Volume do ar entre pólos: domínio rotativo (200 rpm) com conexões aos domínios do volume interno à coroa, do volume do núcleo do estator e dos volumes internos às guias de ar superior e inferior. A conexão ao domínio do volume do núcleo do estator é feita por uma superfície cilíndrica hipotética que divide a dimensão radial do entreferro ao meio. As conexões aos domínios dos volumes internos às guias de ar são feitas por superfícies a 12,5 mm do final do enrolamento dos pólos.

Volumes internos às guias de ar superior e inferior: domínio estático com conexões ao domínio do volume do ar entre pólos. Na simulação mais detalhada deste trabalho, considera-se também uma conexão do domínio do volume interno da guia de ar superior com domínio do volume do *housing* através de uma superfície correspondente a folga real de 10 mm entre as guias de ar rotativas e estáticas da máquina.

Volume do núcleo do estator: domínio estático com propriedades de meio poroso. As conexões são com os domínios do volume do ar entre pólos e do volume interno à carcaça, que é realizado pela superfície cilíndrica do

diâmetro externo do núcleo do estator. A utilização de um domínio com características de porosidade no volume correspondente a todo o núcleo do estator simplifica o problema, já que deixa de ser necessário o modelamento da geometria correspondente aos muitos canais de ventilação. Para tanto é necessário conhecer o coeficiente quadrático de perda de carga do meio poroso  $K_{Q1}$  (em referência à velocidade aparente) que foi calculado da seguinte maneira:

$$K_{Q1} = K_B \cdot \rho \cdot \frac{1}{2 \cdot \alpha \cdot v^2}$$

Sendo:  $K_B = 1,7$  ... coeficiente de perda de carga do núcleo  
 $\rho = 1,2 \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}]$  ... densidade do ar  
 $\alpha = 0,285 \text{ [m]}$  ... altura radial do núcleo  
 $v = 0,17$  ... coeficiente de porosidade do núcleo

Volume interno à carcaça: domínio estático com conexões aos domínios do volume do núcleo do estator e do volume do trocador de calor, este último através da superfície interna do trocador de calor.

Volume do trocador de calor: domínio estático com propriedades de meio poroso. As conexões são com os domínios do volume interno à carcaça e do volume do *housing*, este último através da superfície externa do trocador de calor. O coeficiente quadrático de perda de carga do meio poroso  $K_{Q2}$  (em referência à velocidade aparente) foi calculado da seguinte maneira:

$$K_{Q2} = \frac{\Delta P}{\alpha \cdot V^2}$$

Sendo:  $\Delta P = 225,5 \text{ [Pa]}$  ... perda de carga nos trocadores de calor  
 $\alpha = 0,325 \text{ [m]}$  ... espessura dos trocadores de calor  
 $V = 2,3 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$  ... velocidade do ar nos trocadores de calor

Volume do *housing*: domínio estático com conexões aos domínios do volume do trocador de calor e do volume interno ao cubo. Neste domínio a presença das cabeças de bobinas superiores e do barramento circular foi considerada como geometrias simplificadas que perturbam o fluxo.

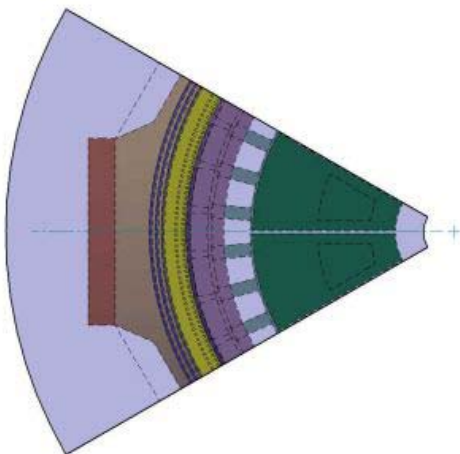


FIGURA 1 – Geometria vista de planta

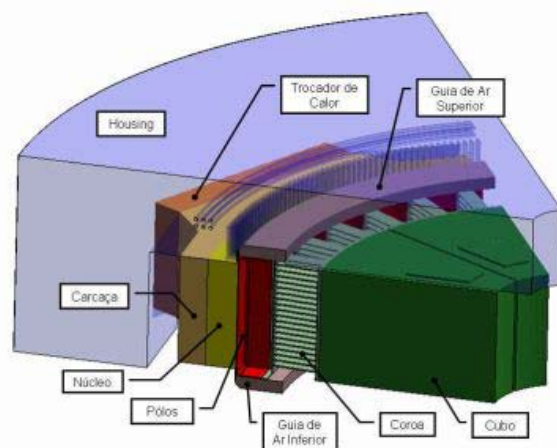


FIGURA 2 – Domínios da simulação

#### 5.4 Malha de Discretização

Os domínios foram discretizados por malhas de elementos tetraédricos geradas no software CFX-Mesh. As malhas utilizadas pela análise mais detalhada neste trabalho possuem aproximadamente 1,8 milhões de elementos e 400 mil nós. As características geométricas de Corumbá IV (tais como gradientes dimensionais não tão elevados e boa simetria cíclica do rotor e do estator) e as simplificações já comentadas anteriormente possibilitaram a criação de malhas relativamente pequenas o que viabilizou resolver o cálculo numérico utilizando hardware de padrão convencional.

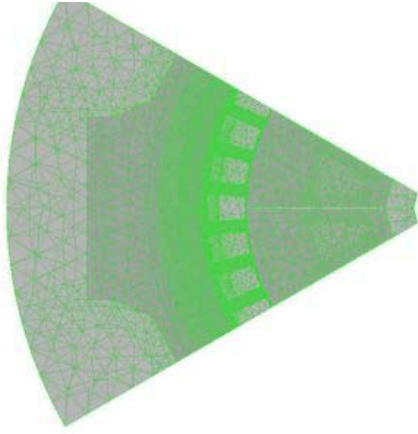


FIGURA 3 – Malha vista de planta

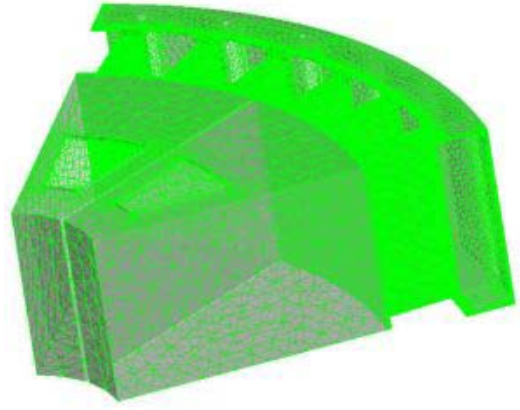


FIGURA 4 – Malha nos domínios do rotor

### 5.5 Condições de Contorno

Como condição de contorno do problema, admite-se primordialmente que as conexões entre os diferentes domínios são perfeitas, ou seja, não há vazamento. Porém não é fixado nenhum sentido obrigatório para o fluxo nestas fronteiras, este é resultado do cálculo numérico.

A segunda condição de contorno trata da velocidade angular constante dos domínios rotativos (volume interno ao cubo, volume interno à coroa e volume do ar entre pólos) fixada em 200 rpm.

### 5.6 Resolução Numérica

O problema foi resolvido pelo *solver* do software CFX em aproximadamente 26 horas em um hardware com as seguintes características: processador de 3.06 GHz e memória RAM de 2.00 GB. O gráfico da Figura 5 demonstra a convergência das equações de continuidade, com a redução do resíduo ao longo do incremento do número de iterações.

Com o intuito de se estabelecer números ideais de iterações e resíduo de convergência para o problema, foi plotado o gráfico da Figura 6, que relaciona o resultado de interesse (vazão de ar nos trocadores de calor) com o número de iterações. Nele fica notável que a partir da 300<sup>a</sup> iteração o resultado de vazão de ar no trocador de calor praticamente convergiu.

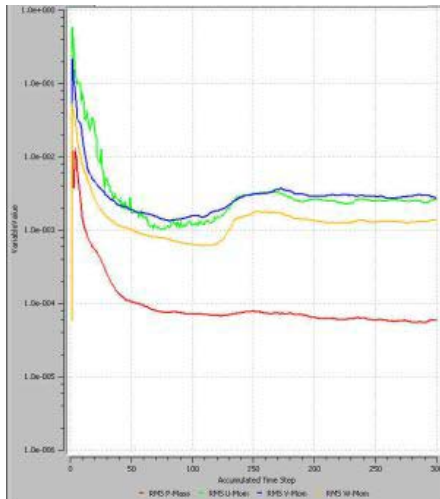


FIGURA 5 – Convergência das equações de continuidade

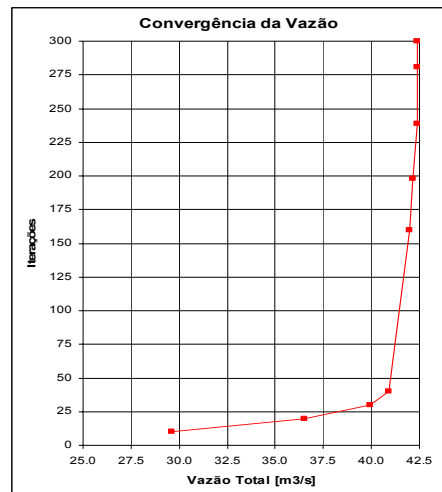


FIGURA 6 – Convergência da vazão

## 5.7 Resultados

A Figura 7 e a Figura 8 mostram, respectivamente, os vetores de velocidade no circuito de refrigeração na vista de planta e na vista do corte principal:

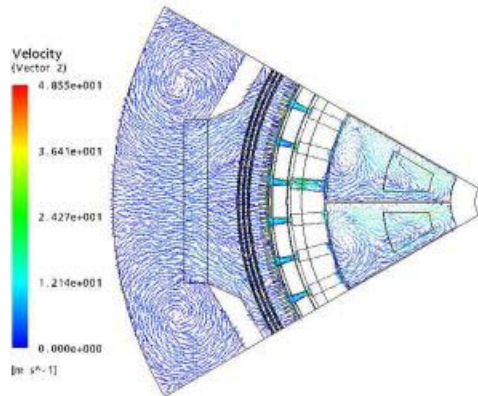


FIGURA 7 – Vetores de velocidade na planta

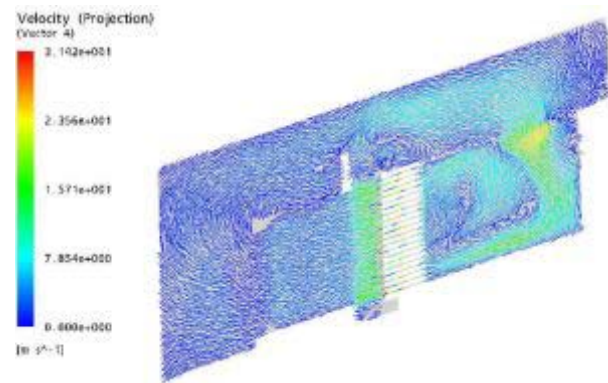


FIGURA 8 – Vetores de velocidade no corte

A vazão nos trocadores de calor resultante das primeiras análises, onde ainda não estava considerada a recirculação de ar ocasionada pela folga entre as guias de ar rotativa e estática, é de  $44 \text{ m}^3/\text{s}$ . Os vetores de velocidade deste resultado podem ser verificados na Figura 9.

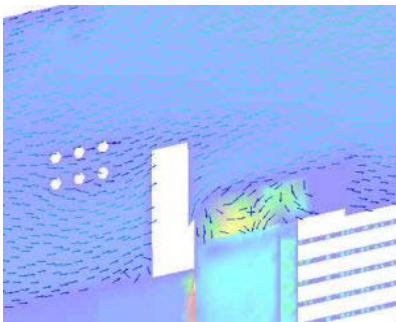


FIGURA 9 – Vetores de velocidade sem recirculação

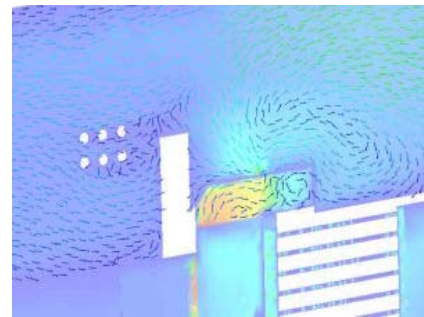


FIGURA 10 – Vetores de velocidade com recirculação

Considerando a existência da folga entre as guias de ar rotativas e estáticas, a vazão nos trocadores de calor resulta em  $42.4 \text{ m}^3/\text{s}$ . A conseqüente recirculação de ar pode ser observada nos vetores de velocidade da Figura 10.

A Figura 11 e a Figura 12 mostram, respectivamente, o gradiente de pressão no circuito de refrigeração na vista de planta e na vista do corte principal:

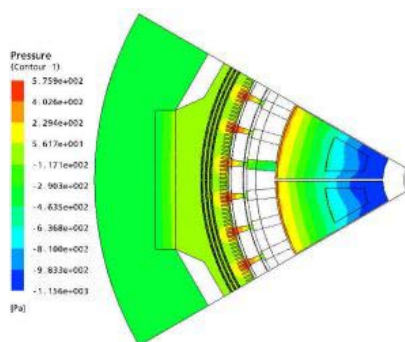


FIGURA 11 – Gradiente de pressão na planta

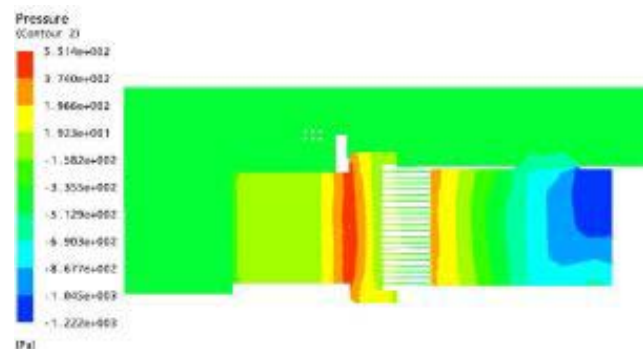


FIGURA 12 – Gradiente de pressão no corte



Nas Figuras 13 e 14, onde estão apresentadas as linhas de corrente do circuito de refrigeração, pode-se identificar a recirculação existente dentro do cubo do rotor e no *housing*, logo após a saída do trocador de calor.

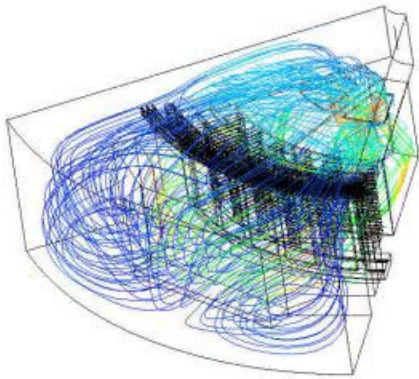


FIGURA 13 – Linhas de corrente (vista 3D)

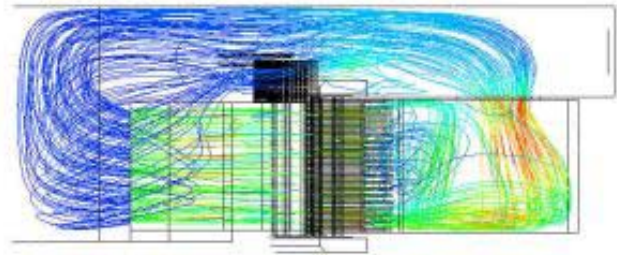


FIGURA 14 – Linhas de corrente (vista lateral)

## 6.0 - MEDIÇÕES EM CORUMBÁ IV

Nas duas máquinas de Corumbá IV foram realizadas medições de vazão e pressão do ar de refrigeração. Na Tabela 1 são apresentadas as vazões medidas em m<sup>3</sup>/s.

Máquina	Trocador de Calor						Total da máquina	Média Final
	n° 1	n° 2	n° 3	n° 4	n° 5	n° 6		
1	5.49	5.53	5.57	5.62	5.64	5.62	33.5	33.6
2	5.66	5.51	5.64	5.62	5.66	5.53	33.6	

Tabela 1 – Medições em Corumbá IV

## 7.0 - COMPARAÇÃO

Abaixo estão relacionados os valores para a vazão no trocador de calor resultante de medições efetuadas na máquina real, do cálculo analítico e da simulação numérica (CFD).

- Vazão média nos trocadores resultante de medições na máquina real: 33.6 m<sup>3</sup>/s
- Vazão nos trocadores resultante do cálculo analítico: 37 m<sup>3</sup>/s
- Vazão nos trocadores resultante da simulação numérica (CFD): 42.4 m<sup>3</sup>/s

A razoável diferença existente entre os resultados calculados, tanto pelo cálculo analítico como pela simulação numérica, e os resultados das medições efetuadas na máquina podem ser atribuídas ao fato de haver a possibilidade de os modelos calculados não possuírem todos os circuitos de recirculação de ar que não passam pelos trocadores de calor. Na máquina real, estes circuitos são originados pelas folgas construtivas do sistema de ventilação cuja vazão resultante total pode corresponder à diferença deflagrada entre os resultados medidos e calculados. No cálculo analítico, a recirculação decorrente da folga entre as guias de ar rotativas e estáticas, bem como das folgas entre seus segmentos, são consideradas. Já na simulação numérica, a vazão total que passa pelos trocadores de calor é reduzida apenas pela recirculação causada pela folga entre as guias de ar rotativas e estáticas.

A precisão dos resultados da simulação numérica depende do nível de detalhamento e de discretização a que o problema foi resolvido. Sendo assim, a diferença entre o resultado da simulação numérica e das medições efetuadas na máquina real também pode ser reduzida se o detalhamento da geometria do enrolamento do pólo e um aumento da discretização da região dos canais de ventilação na coroa fossem introduzidos ao modelo utilizado por este trabalho.

No caso específico de Corumbá IV, o resultado de vazão nos trocadores de calor inferior ao previsto nos cálculos não compromete o funcionamento da máquina, uma vez que os resultados de temperatura estão dentro do

previsto no projeto, como se nota na Tabela 2. Por este motivo, as causas reais da redução da vazão no trocador de calor (possíveis recirculações não consideradas de ar quente no projeto) não foram verificadas.

Caso	Corrente do estator [A]	Corrente do campo [A]	Aquecimento do enrolamento da armadura [K]	Aquecimento do enrolamento do campo [K]	Vazão de ar nos radiadores [m <sup>3</sup> /s]
A	2845	1132	71	42	37
B	2640	1146	61	43	33.6
C	2640	1146	60	44	33.6
D	2845	1132	74	43	33.6

Tabela 2 – Tabela de dados de temperatura de Corumbá IV

Sendo: A ... Valores obtidos por cálculos analíticos no projeto

B ... Valores medidos no comissionamento

C ... Valores obtidos do cálculo analítico na simulação das condições do comissionamento

D ... Valores obtidos do cálculo analítico na simulação das condições nominais com vazão de ar medida

Os valores de aquecimento da armadura são as médias das leituras dos termômetros embutidos entre as barras nas ranhuras do estator e os aquecimentos do campo foram obtidos pela variação da resistência dos enrolamentos dos pólos. Os limites de elevação de temperatura dos enrolamentos contratados foram 85 K para o enrolamento da armadura e 90 K para o enrolamento de campo.

## 8.0 - CONCLUSÃO

O presente trabalho mostra que a aplicação de simulações CFD no estudo de sistemas de ventilação de hidrogeradores é viável e vantajosa para o desenvolvimento de novas tecnologias de ventilação e para verificações de sistemas de refrigeração não previstos pelas ferramentas analíticas consolidadas. Isto porque a simulação numérica mostra-se mais prática e flexível quando se trata de problemas com geometrias ou condições de contorno não previstas anteriormente. Porém, para a verificação de sistemas de ventilação que já estão previstos nas ferramentas analíticas, a aplicação destas mostra-se mais vantajosa pelo menor tempo a ser investido na execução do cálculo.

Apesar disso, dependendo da acuidade desejada para os resultados a serem obtidos, a simulação numérica pode requerer um nível de detalhamento e de discretização maior do que o utilizado por este trabalho. Porém, é importante ressaltar que, atualmente, isto implicaria na utilização de hardware com capacidade além dos padrões convencionais de mercado.

## 9.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) HILDEBRAND, V; STUBBE, D; KIRCHNER, R. (VOITH SIEMENS – TUD). Untersuchung zur Kühlluftströmung am Statoreintritt von Wasserkraftgeneratoren. Dresden - 2003
- (2) MALISKA, C. R.. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: Fundamentos e Coordenadas Generalizadas. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.. Rio de Janeiro. 1995. 424p.
- (3) TRIMBORN (SIEMENS). Verzweigerungsverlust Luftspalt-Ständerradialschlitz bei Veränderung der Nut verschlusskeilform und der Stützsteganordnung. Berlin - 1980
- (4) YANAGIHARA, J.I. (SIEMENS-USP). Análise do fluxo de ar nos canais de ventilação do estator de hidrogeradores. São Paulo – 1998.

## 10.0 - DADOS BIOGRÁFICOS

Claudinei de Moura Altea

Nascido em São Paulo, SP em 01 de dezembro de 1981.

Graduação (2006) em Engenharia Mecânica: Escola de Engenharia Mauá – São Caetano do Sul

Empresa: Voith Siemens Hydro Power Generation, desde 1999

Engenheiro no Departamento de Desenvolvimento

Antonio Carlos Meyer

Nascido em Jaraguá do Sul, SC em 23 de novembro de 1961.

Graduação (1984) em Engenharia Elétrica: Escola Politécnica da USP – São Paulo

Empresa: Voith Siemens Hydro Power Generation, desde 1984

Gerente de Engenharia no Departamento de Desenvolvimento