

PROJETO TÉRMICO E MECÂNICO DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBO PARA O MANCAL GUIA DO GERADOR DE UMA TURBINA HIDRÁULICA

C.A.R. Santos, carlosengineer92@gmail.com¹

E.M. Lima, ednomart@gmail.com¹

A.S. Santos, andersonsousa@hotmail.com¹

E.M. Cordovil, lenocem@gmail.com²

J.L. Padilha, jessepadilha@ufpa.br¹

P.I.C. Moreira, pedroigorc@gmail.com⁴

¹Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Universitário de Tucuruí (CAMTUC), Universidade Federal do Pará, PA, Brasil

²Programa de Pós-Graduação em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético (PPGINDE), Universidade Federal do Pará, Campus de Tucuruí, PA, Brasil

³Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia (NDAE), Universidade Federal do Pará, PA, Brasil

⁴Centrais Elétricas do Norte do Brasil S/A – Eletrobras Eletronorte, Tucuruí – PA, Brasil.

Resumo: O presente trabalho consiste em um projeto térmico e mecânico de um trocador de calor do tipo casco e tubos, com utilização de água e óleo, para o Sistema de Circulação de Óleo do Mancal Guia do Gerador (MGG). Este sistema faz parte de uma turbina geradora de energia hidráulica instalada na Usina Hidrelétrica de Tucuruí (UHE-Tucuruí). Por meio do software SAP/R3 módulo manutenção planejada, foi realizado o levantamento do histórico de falhas dos trocadores de calor e identificado o modelo de trocador que apresentava o maior número de manutenções no sistema em um período de 15 anos. Dessa forma, a metodologia de cálculo adotada neste trabalho consiste na Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML) e o método das correntes de Tinker. Assim, obteve-se como resultado o projeto térmico e mecânico de um novo trocador de calor capaz de atender as necessidades do serviço.

Palavras-chave: Mancal Guia do Gerador, Projeto térmico e mecânico, Trocador de calor

1. INTRODUÇÃO

As Usinas Hidrelétricas são empreendimentos robustos que fornecem a maior parte da energia elétrica brasileira. Esses empreendimentos são constituídos por diversos equipamentos. Pereira (2015) afirma que a turbina converte energia hidráulica em energia mecânica e o gerador, por sua vez, transforma a energia hidráulica em eletricidade. Os equipamentos responsáveis por essas transformações são denominados de Unidade Geradora Hidráulica (UGH) e possuem diversos sistemas e subsistemas, entre eles está o Mancal Guia do Gerador (MGG).

O MGG tem por principal função, de acordo com Moreira (2013), circular o óleo a fim de retirar o calor gerado na região do mancal de guia superior, lubrificando-o e mantendo a temperatura e pressão em uma determinada faixa operacional. Este trabalho baseia-se no projeto térmico e mecânico de um trocador de calor para a Hidrelétrica de Tucuruí, localizada a 450 km da capital do estado do Pará. Esta usina é constituída de 25 unidades geradoras hidráulicas e conforme explica Pereira (2015) é a quarta maior usina do mundo com uma potência instalada de 8.300 MW. O Sistema de Circulação de Óleo do MGG não é redundante, dessa maneira uma falha em algum de seus componentes pode interromper a geração de energia elétrica de uma UGH e reduzir a eficiência da planta. Esse sistema, explica Moreira (2013), é composto por: 02 motor-bombas, 01 filtro de óleo com cesta dupla, 01 tanque de reservatório, 01 rede de tubulações, 01 conjunto de instrumentos e 02 trocadores de calor água-óleo.

Com base em pesquisa pelo software SAP/R3 módulo manutenção planejada, sistema de gestão criado em 1972 na Alemanha para processamento de dados em tempo real, identificou-se que o maior número de falhas desse sistema se concentrava no trocador de calor de algumas unidades geradoras conforme apresentado na Tab. 1. Esta separa os modelos de trocadores de calor instalados, de acordo com o tamanho dos mesmos, sendo o modelo 1 o de maior porte, o modelo 2 de porte mediano, e o modelo 3 de pequeno porte.

Tabela 1. Falhas nos trocadores de calor segundo modelo e unidade geradora hidráulica (UGH).

MODELO	LOCALIZAÇÃO/FALHAS		TOTAL FALHAS
Modelo 1	UGH-04	0	4
	UGH-08	1	
	UGH-11	1	
	UGH-12	2	
Modelo 2	UGH-02	2	23
	UGH-06	3	
	UGH-10	18	
Modelo 3	UGH-01	5	139
	UGH-03	36	
	UGH-05	22	
	UGH-07	34	
	UGH-09	42	

Foram levantados dados relativos ao comportamento de falhas dos trocadores do MGG, para a comprovação de qual modelo apresentava maior incidência de manutenções ao longo do tempo compreendido entre o ano de 2002 e julho de 2017. Este programa foi alimentado com informações referentes as manutenções por todo este período, sendo então, uma ferramenta de grande importância para a empresa, e também confecção deste trabalho.

As principais causas de falhas nos trocadores de calor dizem respeito ao aquecimento excessivo dos mesmos. Desse modo, é verificado que a maioria das falhas ocorrem nos trocadores de calor Modelo 3, exceto a UGH 10 que apresentou um bom comportamento em relação as demais. Desse modo, devido ao grande número de falhas das unidades geradoras que possuíam o Trocador de Calor (TRC) do Modelo 3, este trabalho tem por objetivo projetar um novo trocador de calor casco tubo levando em consideração aspectos térmicos e mecânicos para restabelecer o funcionamento normal do Mancal Guia do Gerador.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O trabalho consiste em aplicar a metodologia da Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML), bastante usual quando são conhecidas as temperaturas de entrada e saída no sistema, e o método das correntes de Tinker, que se caracteriza por analisar as diferentes trajetórias percorridas pelo fluido ao escoar pela carcaça do trocador de calor, sendo que cada trajetória é analisada separadamente e possuindo pesos distintos. A junção das metodologias necessita de informações de entrada do projeto, as quais são baseadas na norma TEMA (1999), possibilitando a realização do projeto térmico e mecânico de um novo trocador de calor.

2.1. Trocadores de Calor

Os trocadores de calor segundo Çengel *et al.* (2012) são equipamentos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos em temperaturas diferentes, através de paredes sólidas que evitam o contato entre eles. Os trocadores de calor são utilizados em diversas aplicações, indo de sistemas de aquecimento de ar condicionado domésticos, processos químicos, até produção de potência em grandes usinas.

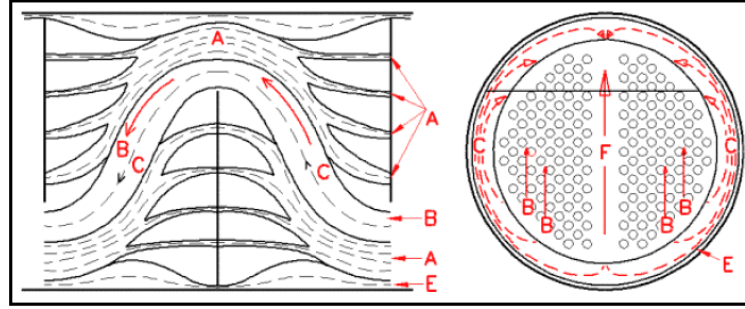
2.2. Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML)

As temperaturas dos fluidos em um trocador de calor não são constantes, à medida que o calor passa do fluido mais quente para o mais frio ocorre uma variação de ponto a ponto, mesmo em casos de resistência térmica constante. O trocador projetado funcionará em correntes opostas, devido a maior eficiência na troca térmica. Como a variação de temperatura ao longo do trocador de calor não é linear, para retratar a diferença de temperatura dos fluidos é necessário a utilização da diferença média logarítmica.

2.3. Método das correntes de Tinker

Concebido por Tinker e desenvolvido por Palen & Taborek (1969), em conjunto com outros pesquisadores do Heat Transfer Research, Inc. (HTRI), foi aprimorada graças a um extenso banco de dados de permutadores casco e tubos industriais. O método das correntes de Tinker tem base empírica, baseada em princípios hidráulicos bem estabelecidos que consideram corretamente as interações entre as diversas correntes presentes no casco. É a metodologia mais utilizada e confiável para projeto e verificação de desempenho de permutadores casco e tubos. No Método das Correntes, são caracterizadas as diferentes trajetórias percorridas pelo fluido ao escoar pelo casco com chicanas, conforme a Fig.1.

Figura 1. Representação esquemática da Teoria das Correntes de Tinker de Thomé (2004).



2.4. Metodologia de cálculo

Em um projeto de um trocador de calor, na maioria das vezes, as temperaturas de entrada e saída de um dos fluidos obedecem aos requisitos de projeto, sendo então conhecidas, porém a temperatura de saída ou entrada do outro fluido fica em função do mesmo, necessitando ser encontrada. A metodologia parte das temperaturas estabelecidas no projeto. O trocador dimensionado possui correntes opostas devido a maior eficiência de troca térmica, com um passe no casco e dois passes nos tubos.

Segundo Incropera (2008), a capacidade térmica para trocadores de calor, independente da configuração do escoamento ou do tipo de trocador, é encontrada através das equações básicas de transferência de calor, conforme Eq. (1). Após a obtenção da capacidade térmica do trocador, para os dois fluidos, a temperatura de saída da água pode ser encontrada facilmente igualando a capacidade térmica. A capacidade térmica dimensionada do novo trocador deve ser capaz de retirar calor o suficiente para o sistema operar em condições normais.

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot (T_e - T_s) \quad (1)$$

Onde:

$\dot{m}_c$ = Vazão em massa lado casco, [2,5 kg/s];

c_c = Calor específico lado casco, [2027,3 J/kg. K];

T_e = Temperatura de entrada lado casco, [338,15 K];

T_s = Temperatura de saída lado casco, [319,15 K];

Q = Capacidade térmica no lado casco, [96296,75 W].

Como a variação de temperatura ao longo do trocador de calor não é linear, para retratar a diferença de temperatura dos fluidos, é necessário a utilização da diferença média logarítmica representada pela Eq. (2). O fator de correção f é encontrado baseando-se na tabela de correção para a média logarítmica das diferenças de temperatura, encontrada em Essel (2017).

$$DTML = \left\{ \frac{[(T_e - t_s) - (T_s - t_e)]}{\ln \left(\frac{T_e - t_s}{T_s - t_e} \right)} \right\} \cdot f \quad (2)$$

T_e = Temperatura entrada lado casco (óleo), [338,15 K];

T_s = Temperatura saída lado casco (óleo), [319,15 K];

t_e = Temperatura entrada lado tubo (água), [305,15 K];

t_s = Temperatura saída lado tubo (água), [312,04 K];

f = Fator de correção (p/ DTML), [0,94];

Dm_{lt} = Diferença média logarítmica temperatura, [18,26 K].

O cálculo da velocidade dentro dos tubos deve ser realizado com o intuito de encontrar o número de Reynolds para o regime de escoamento do fluido. O número de Reynolds dentro dos tubos ajuda a ter a noção do regime de escoamento do fluido. Aumentando o número de Reynolds, maior será a troca térmica. Para o cálculo do coeficiente de película do lado do tubo, para um tubo reto de seção circular, é utilizada a Eq. (3).

$$h_i = 0,023 \cdot \frac{k_t}{d_i} \cdot R_e^{0,8} \cdot \left(\frac{\mu_t \cdot c_t}{k_t} \right)^{0,4} \quad (3)$$

Onde:

k_t = Condutividade térmica da água, [0,58 W/m².K];

d_i = Diâmetro interno dos tubos, [0,015748m];

R_e = Número de Reynolds, [9731,31];

μ_t = Viscosidade água, [0,000629 Pa.s];

c_a = Calor específico da água, [42000 J/kg.K];

h_i = Coeficiente de película lado tubo [2409,108 W/m².K].

Segundo Essel (2017), o coeficiente para o escoamento no casco pode ser obtido com a utilização do método das correntes de Tinker, respeitando as relações de proporcionalidade das peças e as equações propostas por ele. Tinker estabeleceu que a relação de proporção do diâmetro interno do casco e o diâmetro do feixe de tubos devem ser de 1,075. Além disso, a relação de corte das chicanas devem obedecer a padrões específicos.

O cálculo do coeficiente de película para o casco é feito a partir da Eq. (4). Como a parte do feixe de tubos que fica entre a chicana extrema e o espelho costuma ser maior que os espaçamentos entre as chicanas intermediárias, o coeficiente de película deve ser corrigido para este efeito, como Essel (2017) adverte.

$$h_{eb} = \frac{h d_i}{k_c} \cdot \left(\frac{c_c \cdot \mu_c}{k_c} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{ci}}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad (4)$$

Onde:

d_i = Diâmetro interno dos tubos, [0,015748m];

k_c = Condutividade térmica lado casco, [0,0106 W/m.K];

c_c = Calor específico lado casco [2027,3 J/(kg.K)];

μ_c = Viscosidade lado casco (média), [0,066 Pa.s];

μ_{ci} = Viscosidade na superfície interna do casco [0,0962 Pa.s];

h_{eb} = Coeficiente de película lado casco, [1312,75 W/m².K].

Para se chegar no fator de correção do coeficiente de película, deve-se calcular o número de chicanas no trocador de calor, empregada no cálculo do comprimento do tubo entre todas as chicanas, conforme a Eq. (5), deste modo é possível obter o fator de correção, para o cálculo do coeficiente de película corrigido, Eq. (6), considerando o efeito do espaçamento maior na parte do feixe de tubos entre a chicana extrema e o espelho, e aplica-lo na Eq. (4) conforme adverte Essel (2017).

$$N_B = \left(\frac{L - l_1 - l_2}{l} \right) + 1 \quad (5)$$

Onde:

L = Comprimento efetivo dos tubos, [2,438 m];

l_1 = Espaçamento da chicana de entrada, [0,2646 m];

l_2 = Espaçamento da chicana de saída, [0,2646m];

l = Distância entre duas chicanas adjacentes [0,12725 m]

N_B = Número de chicanas no trocador, [16].

$$E_c = \frac{l_B + (L - l_B) \cdot \left(\frac{2 \cdot l}{L - l_B} \right)^{0,6}}{L} \quad (6)$$

Onde:

L = Comprimento efetivo dos tubos, [2,438 m];

l = Distância entre duas chicanas adjacentes, [0,1273 m];

l_B = Comprimento do tubo entre todas as chicanas, [1,91 m];

E_c = Fator de correção para o coeficiente de película lado casco, [0,923].

O coeficiente global de transferência de calor é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Assim, na Eq.(7), retirada de Essel (2017), o coeficiente global foi determinado levando em consideração a resistência condutiva, convectiva, e os fatores de incrustação.

$$U = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{r_i \cdot d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2k} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + r_e + \frac{1}{h_e}} \quad (7)$$

Onde:

d_e = Diâmetro externo dos tubos, [0,01905 m];
 d_i = Diâmetro interno dos tubos, [0,015748 m];
 h_e = Coeficiente de película lado casco corrigido, [1211,44 W/m².K];
 k = Condutividade térmica do material dos tubos (Cu/Ni - 90/10), [50 W/(m.K)];
 h_i = Coeficiente de película lado tubos, [2409,10 W/m².K];
 r_e = Fator de incrustação lado casco, [0,00018 (m².K)/W];
 r_i = Fator de incrustação lado tubos, [0,00053 (m².K)/W];
 U = Coeficiente Global, [457,66 W/m².K].

A área de troca de calor necessária que o trocador deverá ter para que a troca térmica ocorra de modo satisfatório é apresentada pela Eq.(8), conforme consta em Essel (2017). Assim, é necessário que o dispositivo dimensionado possua uma área maior que este valor encontrado, ou no mínimo igual.

$$A_p = \frac{\dot{Q}}{U \cdot Dmlt} \quad (8)$$

Onde:

U = Coeficiente Global, [457,66 W/m².K];
 $Dmlt$ = Diferença média logarítmica temperatura, [18,26 K];
 Q = Capacidade térmica no lado casco, [96296,75 W];
 A_p = Área de troca de calor do trocador dimensionado, [11,52 m²].

A perda de pressão total nos tubos é dada pela soma das perdas parciais no bocal, Eq. (9), na contração, expansão e retorno, Eq. (10), e a perda de pressão por atrito, Eq. (11). Essel (2017) adverte que este efeito é válido para cada passe nos tubos, devendo ser considerado a quantidade de passes estabelecida no projeto.

$$\Delta P_b = 1,8 \cdot \frac{\rho_t \cdot V_{bt}^2}{2} \quad (9)$$

Onde:

ρ_t = Densidade lado tubos, [995,65 kg/m³];
 V_{bt} = Velocidade do fluido no bocal de entrada dos tubos, [1,65 m/s];
 ΔP_b = Perda de pressão no bocal do cabeçote dos tubos, [2439,99 Pa].

$$\Delta P_{ecr} = 1,6 \cdot n \cdot \frac{\rho_t \cdot V_t^2}{2} \quad (10)$$

Onde:

n = Número de passes, [2,00];
 ρ_t = Densidade lado tubos, [995,65 kg/m³];
 V_t = Velocidade dentro dos tubos, [0,39 m/s];
 ΔP_{ecr} = Perda de pressão na expansão, contração e retorno do fluido dos tubos, [242,77 Pa].

$$\Delta P_{atr} = f' \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{\rho_t \cdot V_t^2}{2} \quad (11)$$

Onde:

f' = Coeficiente de atrito não isométrico, [0,0328];
 L = Comprimento efetivo dos tubos, [2,438 m];
 ρ_t = Densidade lado tubos, [995,65 kg/m³];
 V_t = Velocidade dentro dos tubos, [0,39 m/s];
 d_i = Diâmetro interno dos tubos, [0,015748 m];
 ΔP_{atr} = Perda de pressão por atrito, [384,84 Pa].

Com o fluxo mássico pode-se, enfim, obter a perda de pressão para o escoamento no casco do trocador, segundo a Eq.(12). A perda de pressão nos bocais do lado casco é dada pela Eq.(13). Como as velocidades dos diâmetros das conexões de entrada e saída são iguais, devido as conexões terem o mesmo diâmetro. A Eq. (13) servirá tanto para a perda de pressão na entrada, quanto na saída no bocal do casco. Assim, para a obtenção do valor total da perda de carga para o escoamento através do casco, basta realizar a soma das perdas das pressões.

$$\Delta P_c = 4f_c \frac{G_{cf}^2}{2\rho_c} \cdot C_x \cdot \left(1 - \frac{H}{D_i}\right) \cdot \frac{D_i}{S} \cdot (N_B + 1) \cdot \left(1 + \frac{Y \cdot S}{D_i}\right) \cdot \left(\frac{\mu_{ci}}{\mu_c}\right)^{0,14} \quad (12)$$

Onde:

f_c = Coeficiente de atrito, [3,00];

G_{cf} = Fluxo mássico para escoamento no casco, [236,05 kg/(s.m²)];

ρ_c = Densidade lado casco, [882 kg/m³];

C_x = Coeficiente numérico para o termo do número de fileira de tubos, [1,154];

H/D_i = Relação de corte das chicanas, [0,25];

N_B = Número de chicanas no trocador, [16];

D_i = Diâmetro interno do casco, [0,2545 m];

S = Passo dos tubos, [0,023 m];

Y = Coeficiente numérico para o arranjo triangular, [4,7];

μ_{ci} = Viscosidade na superfície interna do casco, [0,0962 Pa.s];

μ_c = Viscosidade lado casco (média), [0,066 Pa.s];

ΔP_c = Perda de pressão total no casco, [85147,49 Pa].

$$\Delta P_{b1} = \Delta P_{b2} = \rho_c \cdot g \cdot z \quad (13)$$

Onde:

ρ_c = Densidade lado casco, [882 kg/m³];

g = Aceleração da gravidade, [9,80m/s²];

z = Fator de perda de carga nos bocais, [0,1828-];

ΔP_{b1} = Perda de pressão de entrada no bocal lado casco, [1581,814 Pa];

ΔP_{b2} = Perda de pressão de saída no bocal lado casco, [1581,814 Pa].

2.5. Dados do processo

Após a verificação da metodologia a seguir, é necessário que haja dados iniciais de entrada para realização dos cálculos. Os fluidos de trabalho para o trocador estudado é a água de serviço que passa por dentro dos tubos e o óleo ISO 100 passando pela carcaça do trocador. A função do TRC em serviço é resfriar o óleo à temperatura entre 46 e 50° C. Não há mudança de fase dos fluidos durante o processo. Os dados iniciais foram obtidos de condições de entrada, como no caso das vazões mássicas da água e do óleo, além de suas propriedades, como calor específico, densidade e viscosidades nas temperaturas de entrada e saída.

Os diâmetros interno e externo dos tubos, comprimento, bem como diâmetro do casco foram baseados na norma TEMA (1999). Os valores referentes a resistência térmica para os materiais Cu/Ni (90-10) e Ferro Carbono, foram encontrados em bibliografias bases para o estudo. Outras informações são relacionadas às metodologias de cálculos, como o passo dos tubos, e os coeficientes, relacionados ao método das correntes de Tinker. A Tab. 2 apresenta os dados de entrada do projeto.

Tabela 2. Dados de entrada de projeto.

DADOS DE ENTRADA	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
VAZÃO EM MASSA LADO CASCO (ÓLEO)	m_c	2.5	kg/s
VAZÃO EM MASSA LADO TUBO (ÁGUA)	m_T	3.33	kg/s
CALOR ESPECÍFICO LADO CASCO (ÓLEO)	c_c	2027.3	J/(kg . K)
CALOR ESPECÍFICO LADO TUBO (ÁGUA)	c_t	4200	J/(kg . K)
TEMPERATURA DE ENTRADA LADO CASCO	T_e	338.15	K
TEMPERATURA DE SAÍDA LADO CASCO	T_s	319.15	K
TEMPERATURA DE ENTRADA LADO TUBO	t_e	305.15	K
DIÂMETRO INTERNO DO CASCO	D_i	0.2545	m
DIÂMETRO EXTERNO DOS TUBOS	d_e	0.01905	m
DIÂMETRO INTERNO DOS TUBOS	d_i	0.015748	m
VISCOSIDADE NA SUPERFÍCIE INTERNA DO CASCO	μ_{ci}	0.0962	Pa.s
VISCOSIDADE LADO CASCO (SAÍDA)	μ_c	0.066	Pa.s
VISCOSIDADE NA SUPERFÍCIE INTERNA DO TUBO	μ_{ti}	0.000769	Pa.s
VISCOSIDADE LADO TUBO (SAÍDA)	μ_t	0.000629	Pa.s
DENSIDADE LADO TUBO	ρ_t	995.6502	kg/m ³
DENSIDADE LADO CASCO	ρ_c	882	kg/m ³
RESISTÊNCIA TÉRMICA ADMITIDA	r_d	0.0002	(m ² .K)/W
FATOR DE INCRUSTAÇÃO LADO TUBO	r_i	0.00053	(m ² .K)/W
FATOR DE INCRUSTAÇÃO LADO CASCO	r_e	0.00018	(m ² .K)/W
CONDUTIVIDADE TÉRMICA LADO TUBO (Cobre/Ni - 90/10)	k	50	W/(m.K)
CONDUTIVIDADE TÉRMICA LADO TUBO (água)	k_t	0.58	W/(m.K)
CONDUTIVIDADE TÉRMICA LADO CASCO (ÓLEO ISO 100)	k_c	0.0106	W/(m.K)
COEFICIENTE	h'_e	36	-
FATOR DE CORREÇÃO (P/ DMLT)	f	0.94	-
COEFICIENTE	C_b	0.97	-
COEFICIENTE NUMÉRICO	C_x	1.154	-
COEFICIENTE NUMÉRICO	y	4.7	-
COEFICIENTE DE ATRITO	f_c	3	-
COEFICIENTE NUMÉRICO	z	0.18288	m
DIÂMETRO DA CONEXÃO ENTRADA LADO TUBOS	D_{b1}	0.0508	m
DIÂMETRO DA CONEXÃO SAÍDA LADO TUBOS	D_{b2}	0.0508	m
DIÂMETRO DA CONEXÃO ENTRADA LADO CASCO	D_{bc1}	0.0508	m
PASSO DOS TUBOS	S	0.0238125	m
NÚMERO DE PASSES	n	2	-
DISTÂNCIA ENTRE DUAS CHICANAS ADJACENTES	l	0.12725	m
COMPRIMENTO EFETIVO DOS TUBOS	L	2.438	m
ESPAÇAMENTO DA CHICANA DE ENTRADA	l_1	0.264625	m
ESPAÇAMENTO DA CHICANA DE SAÍDA	l_2	0.264625	m
ÁREA INTERNA PARA UM TUBO	a_{ti}	0.00019	m ²

3. RESULTADOS

A Tab. 3 introduz os resultados térmicos e mecânicos através de uma ficha técnica (folha de dados). Ela resume e organiza os principais resultados alcançados pela unidade, e, portanto, tornando-se um elemento importante deste equipamento, para uma rápida e fácil busca de informações.

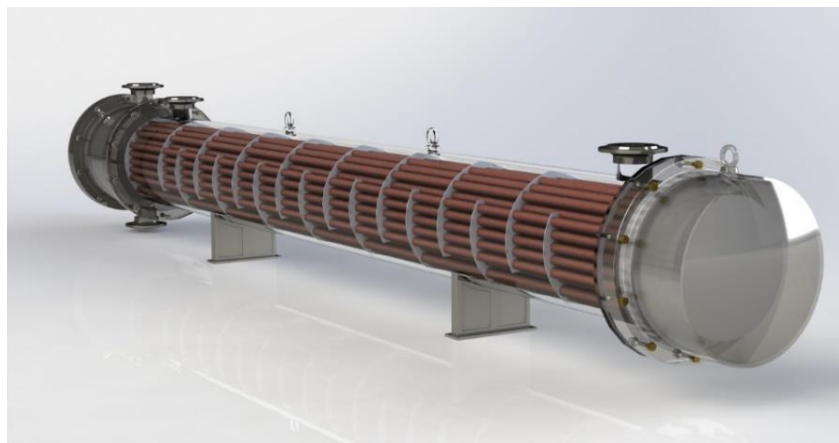
Tabela 3. Folha de dados do trocador de calor projetado

FOLHA DE DADOS		
Título: Trocador de Calor Casco e Tubos		
Serviço: Resfriamento do Óleo do Mancal Guia do Gerador		
Tipo: AES	Posição: Horizontal	
Área total de troca, m ²	12,836	Cascos, unid. 1
Desempenho da unidade trocadora de calor		
Localização do fluido	Lado dos Tubos	Lado do Casco

Nome do fluido	Água		Óleo	
Temperatura (ent./saída), K	305,15	312,035	338,15	319,15
Vazão mássica, kg/s	3,33		2,5	
Viscosidade (Entrada), $Pa.s$	0,000769		0,0962	
Calor específico, $J/kg.K$	4200		2027,3	
Densidade, kg/m^3	995,65		882	
Condutividade térmica, $W/m.K$	0,58		0,0106	
Velocidade de entrada, m/s	1,65		1,4	
Perda de pressão, Pa	6135,22		88311,12	
Fator de incrustação, $m^2.K/W$	0,00053		0,00018	
Número de Reynolds	9731,31		68,13	
Coeficiente de película, $W/m^2.K$	2409,10		1211,43	
Calor trocado, W	96296,75	DMLT (Corrigido), K		18,266
Coeficiente global - U , $W/m^2.K$		457,66		
Construção da unidade trocadora de calor				
Tubos				
Material	CuNi - 90/10	Número de tubos		88
Passo, m	0,0238	Comprimento, m		2,438
Diâmetro externo, m	0,01905	Espessura, m		0,003302
Arranjo dos tubos	triangular	Número de passes		2
Casco				
Material	Preferencialmente ferro Carbono		Diâmetro interno, m	0,2545
Chicanas				
Diâmetro dos furos, m	0,1905	Corte, %		25
Espessura, m	-	Espaç. entre chicanas, m		0,12725
Espaç. chicana de entr. saída, m	0,264625	Número de chicanas		16
Bocais de entrada e saída no cabeçote e casco				
Material	-	Diâmetro interno, m		0,0,0508

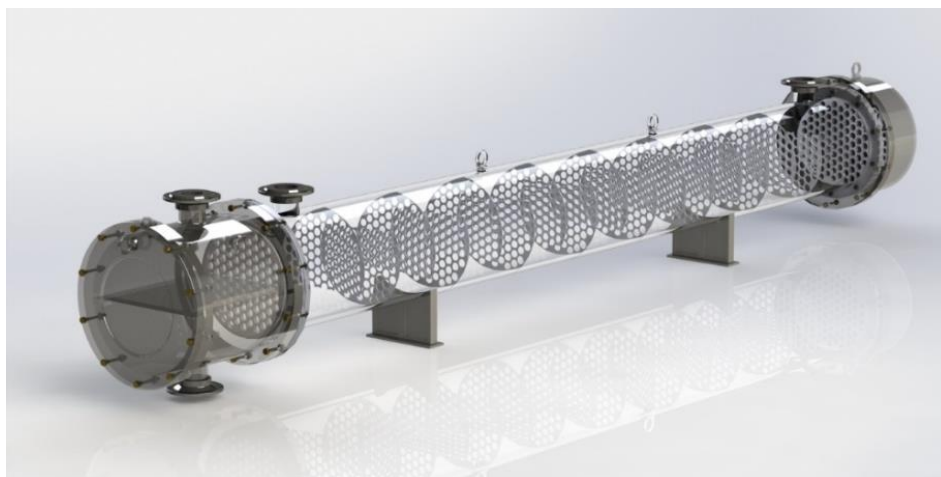
A Figura 2 mostra um desenho do modelo de trocador projetado com ênfase no cabeçote posterior do trocador e os tubos do mesmo.

Figura 2. AES – Detalhes dos tubos e cabeçote posterior.



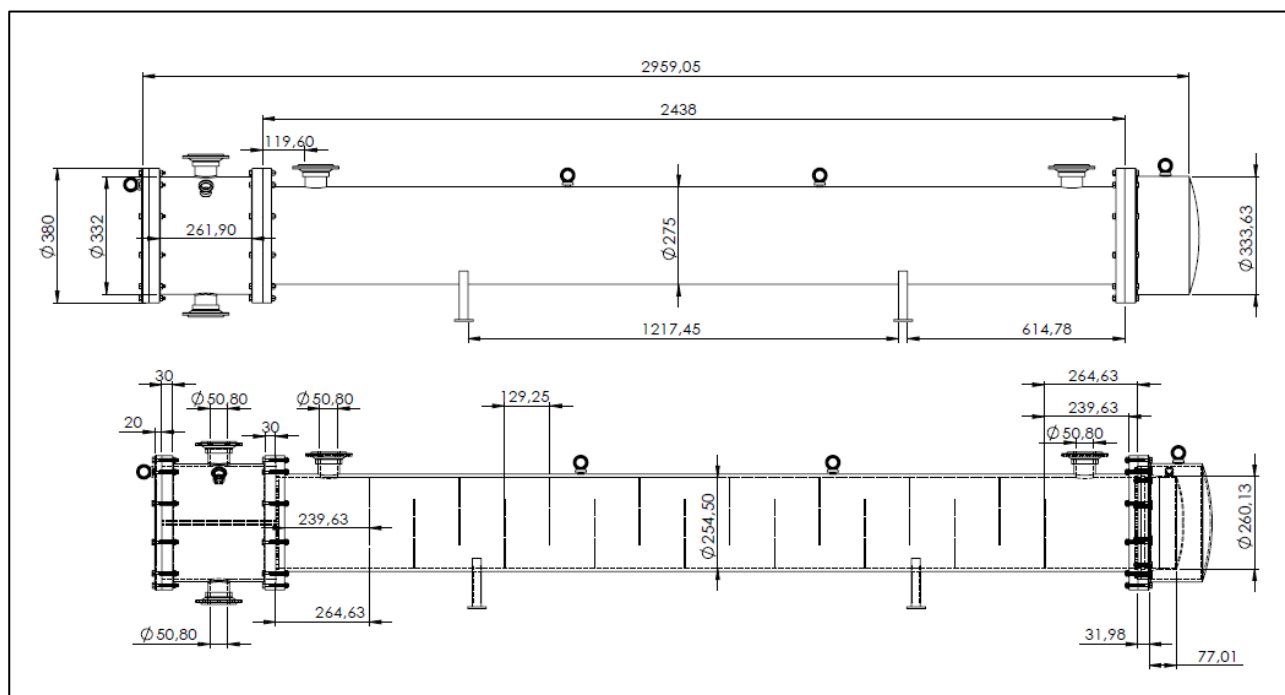
A Figura 3 Detalha as chicanas do trocador, bem com sua vista interna.

Figura 3. AES – Detalhes das chicanas.



Na Figura 4 é mostrado o desenho técnico do trocador dimensionado.

Figura 4. AES – Desenho técnico do TRC (Vista Lateral).



4. CONCLUSÕES

A ineficiência no sistema de Resfriamento do Mancal Guia do Gerador tem colocado em risco o funcionamento das unidades geradoras. O levantamento de dados acerca da incidência de falhas no sistema mostrou que os trocadores do tipo casco e tubos Modelo 3 não estão trabalhando como deveriam, necessitando de muitas manutenções para amenizar ou resolver o problema do aquecimento.

A utilização da Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML) e o método das correntes de Tinker tornaram efetivo este trabalho. Existem alguns programas que ajudam no dimensionamento de trocadores de calor, contudo o custo elevado das suas licenças é uma limitação imposta à sua utilização, ainda mais quando necessário ao meio acadêmico. Em vista disso, este trabalho foi desenvolvido usando um programa próprio feito com o software Excel, usando os métodos de Tinker e DTML.

Deste modo, o trabalho desenvolvido apresentou o dimensionamento de um trocador que satisfaz a condição imposta pelo Sistema de Circulação do Óleo do MGG das unidades geradoras hidráulicas da Casa de Força 1 da Usina Hidrelétrica de Tucuruí.

5. AGRADECIMENTOS

Aos colaboradores da Centrais Elétricas do Norte do Brasil S/A – Eletrobras/Eletronorte, que possibilitaram a realização deste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Araujo, Everaldo Cesar da Costa. Operações unitárias envolvendo transmissão de calor. São Carlos: EdUFSCar, 2013.
- Çengel, A. Y.; Ghajar, A. J. Transferência de calor e massa. 4. ed. Porto Alegre – RS: AMGH Editora Ltda., 2012.
- Centrais Elétricas do Norte do Brasil S/A, 2017, disponível em: <http://www.eln.gov.br/opencms/opencms/pilares/geracao/parqueGerador/UHE/tucurui.html>. Acessado em novembro de 2017.
- Essel Engenharia, 2017, disponível em: http://essel.com.br/cursos/03_trocadores.htm. Acessado em novembro de 2017.
- Incropera, F. P. et al. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- Ribeiro, Celina Maria Cunha 1984, Comparação de métodos de cálculo termo-hidráulico para trocadores de calor casco e tubo, sem mudança de fase. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Belém, 2013. Programa de Pós Graduação em Engenharia Civil.
- Pereira, G.M., 2015, “Projeto de usinas hidrelétricas passo a passo”. São Paulo: Oficina de textos, 2015. 466p Tubular Exchanger Manufacturers Association. Standards of tubular Exchanger Manufacturers Association. 8. Ed. New York, 1999.

7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

THERMAL AND MECHANICAL PROJECT OF A GENERATOR GUIDE BEARING SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER OF A HYDRAULIC TURBINE

C.A.R. Santos, carlosengineer92@gmail.com¹

E.M. Lima, ednomart@gmail.com¹

A.S. Santos, andersonsousa@hotmail.com¹

E.M. Cordovil, lenocem@gmail.com²

J.L. Padilha, jessepadilha@ufpa.br¹

P.I.C. Moreira, pedroigorcm@gmail.com⁴

¹Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Universitário de Tucuruí (CAMTUC), Universidade Federal do Pará, PA, Brasil

²Programa de Pós-Graduação em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético (PPGINDE), Universidade Federal do Pará, Campus de Tucuruí, PA, Brasil

³Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia (NDAE), Universidade Federal do Pará, PA, Brasil

⁴Centrais Elétricas do Norte do Brasil S/A – Eletrobras Eletronorte, Rodovia BR-422, km 13 – UHE-Tucuruí, S/N

Abstract: *This paper is about a thermal project and selection of a shell and tubes heat exchanger, which uses water and oil for the Generator Guide Bearing (GGB). This system is part of a turbine power generating hydraulic power installed in the Tucuruí hydroelectric power plant (HPP-Tucuruí). By means of software SAP/R3 planned maintenance mode was identified the model of exchanger that more presented more maintenance in the system in the period of 15 years. Thus, the calculaton methodology adopted in this paper consists in the Logarithmic Mean Temperature Difference and the Tinker chains method. Thus resulted in the thermal and mechanical design of a new heat exchanger that supply the needs of the service.*

Keywords: *Generator Guide Bearing, Thermal and mechanical Design, Heat exchanger*