

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
INSTITUTO DE ENERGIA E AMBIENTE  
ABTIGO INSTITUTO DE ELETROTÉCNICA E ENERGIA  
BIBLIOTECA PROF. FONSECA TELLES

**CURSO DE ESPECIALIZAÇÃO EM GESTÃO E SUPERVISÃO DE  
USINAS TERMOELÉTRICAS**

**ELÍSIO ABREU ALBUQUERQUE**

**UMA SIMULAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR DE TUBOS  
CONCÊNTRICOS PARA O APROVEITAMENTO TÉRMICO  
NA TUBULAÇÃO DE GÁS NATURAL DE DUAS CALDEIRAS  
AUXILIARES A GÁS DE UMA TERMOELÉTRICA – UM  
ESTUDO DE CASO**

Monografia para conclusão do Curso de  
Especialização em Gestão e Supervisão de  
Usinas Termoeletricas do Instituto de  
Energia e Ambiente da Universidade de São  
Paulo.

Orientador: Prof. Antônio Garrido Gallego

**BANCA EXAMINADORA**

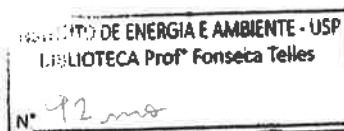
**PROF.: ANTÔNIO GARRIDO GALLEGO (Orientador)**  
**PROF<sup>ª</sup>.: MARIA ALICE M. RIBEIRO**  
**PROF.: ALESSANDRO BARGHINI**

**ORIENTADOR: Prof. ANTÔNIO GARRIDO GALLEGO**

DEDALUS - Acervo - IEE



30400007173



**AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.**

#### **FICHA CATALOGRÁFICA**

Albuquerque, Elísio Abreu

Uma simulação de trocador de calor de tubos concêntricos para o aproveitamento térmico na tubulação de gás natural de duas caldeiras auxiliares a gás de uma termelétrica: um estudo de caso./ orientador Antônio Garrido Gallego, 2013. 67 f. il.; 30cm.

Monografia (Curso de Especialização - Gestão de Usinas Termelétricas) Instituto de Energia e Ambiente, Universidade de São Paulo.

1. Usinas Termoelétricas 2. Turbinas a Gás. I. Título.

*As proposições expressas neste trabalho são de exclusiva responsabilidade do autor.*

Dedico este trabalho aos meus pais, pelos constantes ensinamentos de vida e por sempre demonstrarem a dedicação aos estudos é capaz de influenciar positivamente na elevação dos nossos pensamentos, ações e decisões. Dedico também à minha esposa, Maria José e aos meus dois filhos, Lucas e Sophia, pelo apoio e compreensão das minhas ausências do convívio familiar.

## AGRADECIMENTOS

Aos gerentes e colegas de trabalho que me possibilitaram a realização do Curso de Gestão de Centrais Termelétricas do Instituto de Eletrotécnica e Energia da Universidade do Estado de São Paulo – USP/IEE.

À coordenação e aos professores do Curso de Gestão de Centrais Termelétricas do IEE da USP. Em especial, ao Coordenador do Curso de Gestão de Centrais Termelétricas, Prof. Alessandro Barghini, e ao meu Orientador, Prof. Antônio Gallego, que tiveram a grande sensibilidade de me deixar trabalhar no tempo necessário para dominar todo o tema desse estudo que permeia várias áreas da Engenharia, um mundo bem diverso de minha formação original em Administração, mas que cada vez mais me dedico a estudar.

A todos os meus colegas de trabalho que me ajudaram na coleta de dados e muito contribuíram no domínio conceitual sobre trocadores de calor. Agradeço especialmente aos Engenheiros Daniel Vigarinho de Campos, Ivan de Souza Vieira e Rodrigo Sambugari e aos Técnicos de Operação, Carlos Neres, e o Técnico Administrativo, Marcelo Moraes.

Por fim, sou grato a todos os meus colegas da Turma de 2011 do Curso de Gestão de Centrais Termelétricas do IEE da USP - pela amizade, pelas infindáveis discussões sobre o setor elétrico e energético brasileiro, fora o companheirismo nos diversos trabalhos extraclasse que foram feitos durante o Curso.

## RESUMO

A recente crise energética mundial, que levou o preço do petróleo a ultrapassar a barreira dos 100 dólares o barril de óleo equivalente, tem levado a humanidade a buscar fontes alternativas de energia e aproveitar as fontes existentes de forma otimizada. A nível local, a eficiência produtiva e energética deve ser levada em consideração como uma busca incessante de diminuição de desperdícios e dos custos dos sistemas energéticos pelo homem.

No Brasil, com a crise do setor elétrico, no fim dos anos noventa e início desse século, houve estímulo governamental<sup>1</sup> para o investimento em construção de centrais termelétricas - muitas delas movidas a gás natural. Em centrais termelétricas a gás, existem válvulas de controle de pressão capazes de provocar uma grande descompressão nas tubulações de gás natural.

Como as válvulas de descompressão de gás natural estão localizadas em tubulações que geralmente encontram-se a céu aberto, em contato direto com o ar atmosférico, é difícil mensurar as perdas de energia nessas válvulas. É fundamental avaliar a intensidade de energia perdida para a atmosfera nesses sistemas e propor novas formas de uso ou de aproveitamento dessa energia.

O presente estudo simulou um trocador de calor de tubos concêntricos em escoamento contracorrente do gás natural (no tubo interno) com a água (no tubo anular). Baseado nos resultados desse estudo, é possível afirmar que a carga térmica perdida no atual sistema de descompressão de gás natural das caldeiras auxiliares de uma específica termelétrica - aqui chamada de UTE W - seria suficiente para resfriar mais de 6 toneladas de água por hora, abaixo de 16°C, quando os 2 trocadores de tubos concêntricos propostos estiverem operando simultaneamente, com um repasse de água.

---

<sup>1</sup> O Governo Brasileiro lançou o Programa Prioritário de Termelétricidade (PPT), que foi instituído pelo Decreto 3.371/2000. As Centrais Termelétricas integrantes do PPT foram definidas pela Portaria 43 do Ministério das Minas e Energia (MME, 2000).

Além do mais, dependendo das condições ambientais no entorno da UTE W, é proposto neste estudo outro sistema de troca térmica que poderia trabalhar em paralelo ou independente de um sistema de resfriamento evaporativo, ambos com potencial para resfriar o ar de entrada da turbina a gás da UTE W.

### ABSTRACT

The recent worldwide energy crisis which caused the price surpassing of the US\$ 100.00 boe (barrel of equivalent oil) barrier, put the humanity to search alternative energy sources and promote the optimization using of the existing energy sources. At local level, the productive and energetic efficiency shall be considered as an incessant human searching for diminishing the wastes and costs from the energy systems.

During the energy crisis of the 90s'end and by the first years of this 21<sup>st</sup> century in Brazil, there was governmental stimulus for investments on thermal power plants – lot of them moved by natural gas. In those kinds of plants, there are pressure control valves with capacity to provoke a huge natural gas decompression on the pipes.

As the decompression valves of natural gas are generally located in the open air pipes located at atmospheric air presence, it is difficult to measure the energy losses in such valves. It is fundamental to analyse the intensity of energy losses to atmosphere from those systems with new proposals of using it or exploiting such energy.

This present study simulated a counterflow heat exchanger of concentric tubes between natural gas (on the inner tube) and water (on the annular tube). Based on data that came from a specific thermal power plant – here called UTE W –, the lost thermal energy in the natural gas decompression system can be sufficient to cold more than 6 tons per hour of water, below 16°C, case the 2 counterflow heat exchangers work simultaneously, with one repassing of water.

Further, depending on the climate conditions around UTE W, in this study is proposed another heat exchanger which could work in parallel or independent from a evaporative air cooling system both with potential to cold the air at the entrance of the UTE W's natural gas turbine.

## ÍNDICE

<b>CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO .....</b>	<b>11</b>
<b>CAPÍTULO 2 - CONCEITOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....</b>	<b>15</b>
2.1 - Mecanismos de Transferência de Calor .....	15
2.2 - Resistências Térmicas e Coeficiente Global de Transferência de Calor.....	23
2.3 - Superfícies Estendidas na Região Anular de Tubos Concêntricos e o Coeficiente Global.....	25
2.4 - Trocador de Calor de Tubos Concêntricos .....	27
2.4.1 - Métodos de Análise de Trocadores de Calor .....	28
2.4.1.1 - Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura ( <i>MLDT</i> )....	29
2.4.1.2 - Método da Efetividade $\epsilon$ - <i>NUT</i> .....	30
<b>CAPÍTULO 3 - PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE PROCESSO.....</b>	<b>32</b>
3.1 - Gás Natural .....	32
3.1.1 - Propriedades do Gás Natural .....	34
3.1.1.1 - Gravidade Específica do Gás Natural.....	35
3.1.1.2 - Pressão e Temperatura Pseudocríticas do Gás Natural.....	35
3.1.1.3 - Fator de Compressibilidade do Gás Natural.....	36
3.1.1.4 - Densidade do Gás Natural .....	36
3.1.1.5 - Viscosidade do Gás Natural.....	37
3.2 - Água .....	38
<b>CAPÍTULO 4 - DESCRIÇÃO DO PROCESSO DE EXPANSÃO DO GÁS NATURAL NAS CA'S DA UTE W.....</b>	<b>40</b>
4.1 - Metodologia de Desenvolvimento.....	42
4.2 - Dimensionamento do Trocador T1.....	44
4.3 - Determinação dos Coeficientes Convectivos Médios.....	47
4.4 - Determinação dos Parâmetros de Desempenho do Trocador T1.....	48
4.5 - Hipóteses Admitidas Para a Modelagem do Trocador T1.....	49
4.6.- Levantamento Local dos Parâmetros Operativos, Climáticos e de Escoamento de GN nas CA's da UTE W.....	51
<b>CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E PROPOSIÇÕES.....</b>	<b>53</b>
5.1 - Resultados dos Cálculos das Temperaturas de Saída da Água e do GN do Trocador T1.....	53
5.2 - Proposições.....	56
<b>CAPÍTULO 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>58</b>

APÊNDICE A - COMPARATIVOS DA AMPLITUDE TÉRMICA DO GÁS NATURAL COM A AMPLITUDE TÉRMICA DO AR NA UTE W...	60
APÊNDICE B - PROPRIEDADES DO GÁS NATURAL E DA ÁGUA.....	61
APÊNDICE C - RESULTADOS DOS CÁLCULOS DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO TROCADOR T1.....	63
APÊNDICE D - INTERVALOS DE FREQUÊNCIA DE MEDIÇÕES HORÁRIAS DE TEMPERATURA E UMIDADE NO ENTORNO DA UTE W.	67

### Abreviaturas

CA – Caldeira Auxiliar da UTE W  
GN – Gás Natural  
 $\varepsilon$ -NUT – Efetividade do Número de Unidades de Transferência  
HRSG – *Heat Recovery Steam Generator* ou Caldeira Recuperadora  
MLTD – Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura  
NUT – Número de Unidades de Transferência  
PCV – *Pressure Control Valve*  
SI – Sistema Internacional de Unidades  
SIN – Sistema Interligado Nacional  
T1 – Trocador de Calor de Tubos Concêntricos  
T1A – Trocador de Calor de Tubos Concêntricos da Caldeira A  
T1B – Trocador de Calor de Tubos Concêntricos da Caldeira B  
TBS – Temperatura de Bulbo Seco  
TBU – Temperatura de Bulbo Úmido  
TGG – Turbo-Gerador a Gás  
TGV – Turbo-Gerador a Vapor  
Ton – Tonelada  
UR% ou  $\Phi$  – Umidade Relativa  
UTE W – Usina Termelétrica W

### Símbolos

$A_s$  – Área superficial  
 $A_t$  – Área da seção transversal  
 $K$  ou  $T$  – Temperatura absoluta em Grau Kelvin  
 $c_p$  – Calor específico a pressão constante  
 $c_v$  – Calor específico a volume constante  
 $\infty$  – Camada-limite (térmica, de velocidade ou de concentração)  
 $k$  – Coeficiente condutivo ou de transferência de calor por condução ou condutividade térmica  
 $h$  ou  $h_c$  – Coeficiente convectivo ou convectividade térmica ou entalpia  
 $\bar{h}$  – Coeficiente convectivo médio  
 $h_{ci}$  – Coeficiente convectivo médio no interior do tubo  
 $h_e$  – Coeficiente convectivo da água no duto ou coef. convectivo externo  
 $\varepsilon$  – Coeficiente de emissividade térmica ou efetividade do trocador de calor  
 $U$  – Coeficiente global de transferência de calor  
 $B$  – Comprimento da base ao topo de uma aleta



$w$  ou  $L$  – Comprimento de uma aleta  
 $w_c$  ou  $L_c$  – Comprimento corrigido de uma aleta  
 $L_D$  – Comprimento de uma placa, tubo ou esfera  
 $L$  – Comprimento superficial do tubo  
 $\sigma$  – Constante de Stefan-Boltzmann  
 $R$  – Constante universal dos gases  
 $\rho$  – Densidade  
 $\rho_g$  – Densidade do gás natural  
 $D$  – Diâmetro de um tubo  
 $D_h$  – Diâmetro hidráulico de um duto não-circular  
 $\alpha$  – Difusividade Térmica  
 $\phi$  ou  $\eta_f$  – Eficiência de uma aleta  
 $\phi_s$  – Eficiência de uma superfície aletada  
 $\delta$  ou  $\Delta$  – Espessura de uma aleta com faces retangulares  
 $f$  – Fator de atrito de Moody  
 $y_i$  – Fração molar de um componente  $i$  do gás natural  
 $z$  – Fator de compressibilidade de um gás  
 $m$  – Massa  
 $M$  – Massa molar  
 $n$  – Número de moles  
 $N_u$  – Número de Nusselt  
 $P_r$  – Número de Prandtl  
 $R_e$  – Número de Reynolds  
 $r$  – Raio de um tubo  
 $P$  – Perímetro úmido onde escoar o fluido  
 $\gamma_g$  – Peso específico do gás natural em relação ao ar atmosférico  
 $MW_a$  – Peso molecular aparente  
 $E$  – Poder emissivo  
 $p$  – Pressão  
 $p_c$  – Pressão crítica do gás natural  
 $p_{ci}$  – Pressão crítica do componente  $i$  do gás natural  
 $p_{pc}$  – Pressão pseudocrítica do gás natural  
 $p_{pr}$  – Pressão pseudoreduzida do gás natural  
 $p_r$  – Pressão reduzida do gás natural  
 $R$  – Resistência térmica de condução do material  
 $C_f$  – Taxa de capacidade calorífica do fluido frio ou coeficiente de atrito  
 $C_q$  – Taxa de capacidade calorífica do fluido quente  
 $q$  – Taxa de transferência de calor  
 $t$  – Temperatura em Grau Celsius  
 $T$  – Temperatura em Grau Kelvin  
 $T_{ci}$  – Temperatura crítica do gás natural  
 $T_\infty$  – Temperatura do fluido  
 $T_{pc}$  – Temperatura pseudocrítica do gás natural  
 $T_{pr}$  – Temperatura pseudoreduzida do gás natural  
 $T_r$  – Temperatura reduzida do gás natural  
 $T_s$  – Temperatura da superfície  
 $\Phi$  ou UR% – Umidade relativa ou UR%  
 $\dot{m}$  – Vazão mássica no volume de controle

$u_{\infty}$  – Velocidade do fluido na camada limite

$V$  – Volume de um fluido ou velocidade média de escoamento do fluido no interior de dutos (água ou gás natural)

$\mu$  – Viscosidade dinâmica de uma substância

$\mu_r$  – Viscosidade reduzida do gás natural

$\mu_g$  – Viscosidade do gás natural (gás real)

$\nu$  – Viscosidade cinemática ou difusividade de momento ou nº de fases de um sistema

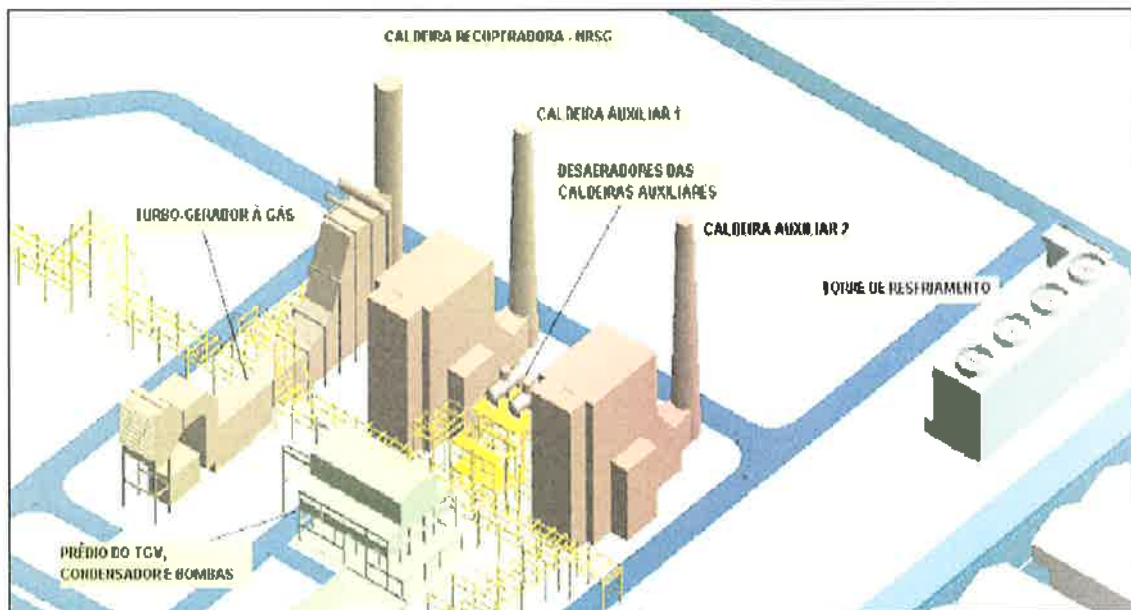
## 1– INTRODUÇÃO

A UTE W é uma termelétrica integrada à rede do Sistema Interligado Nacional – SIN<sup>2</sup>. Ela opera dois conjuntos de turbo-geradores a gás natural e a vapor e três caldeiras que geram eletricidade e vapor. O primeiro conjunto de geração é composto de um turbo-gerador a gás natural (TGG do tipo *heavy-duty*), cuja capacidade nominal máxima instalada é de 189 MW, e de uma caldeira recuperadora (*heat recovery steam generator* - HRSG) que gera vapor em três níveis de pressão e temperatura: 120 kgf/cm<sup>2</sup> e 530°C, 42kgf/cm<sup>2</sup> e 415°C e 12 kgf/cm<sup>2</sup> e 290°C. O segundo conjunto de geração é composto de duas caldeiras auxiliares (CA's) a gás natural que são capazes de gerar vapor a 120 kgf/cm<sup>2</sup> de pressão e temperatura de 535°C, fornecendo vapor para um turbo-gerador a vapor (TGV), cuja capacidade máxima instalada é de 60 MW e que possui duas extrações intermediárias de vapor: a 42 kgf/cm<sup>2</sup> e temperatura de 415°C e a 12 kgf/cm<sup>2</sup> e temperatura de 290°C, respectivamente. O TGV pode operar tanto em cogeração de vapor de processo, conjuntamente com o vapor proveniente do primeiro conjunto de geração, quanto com o vapor gerado nas duas CA's.

A figura 1 dá uma visão panorâmica da UTE W e dos seus principais equipamentos dinâmicos.

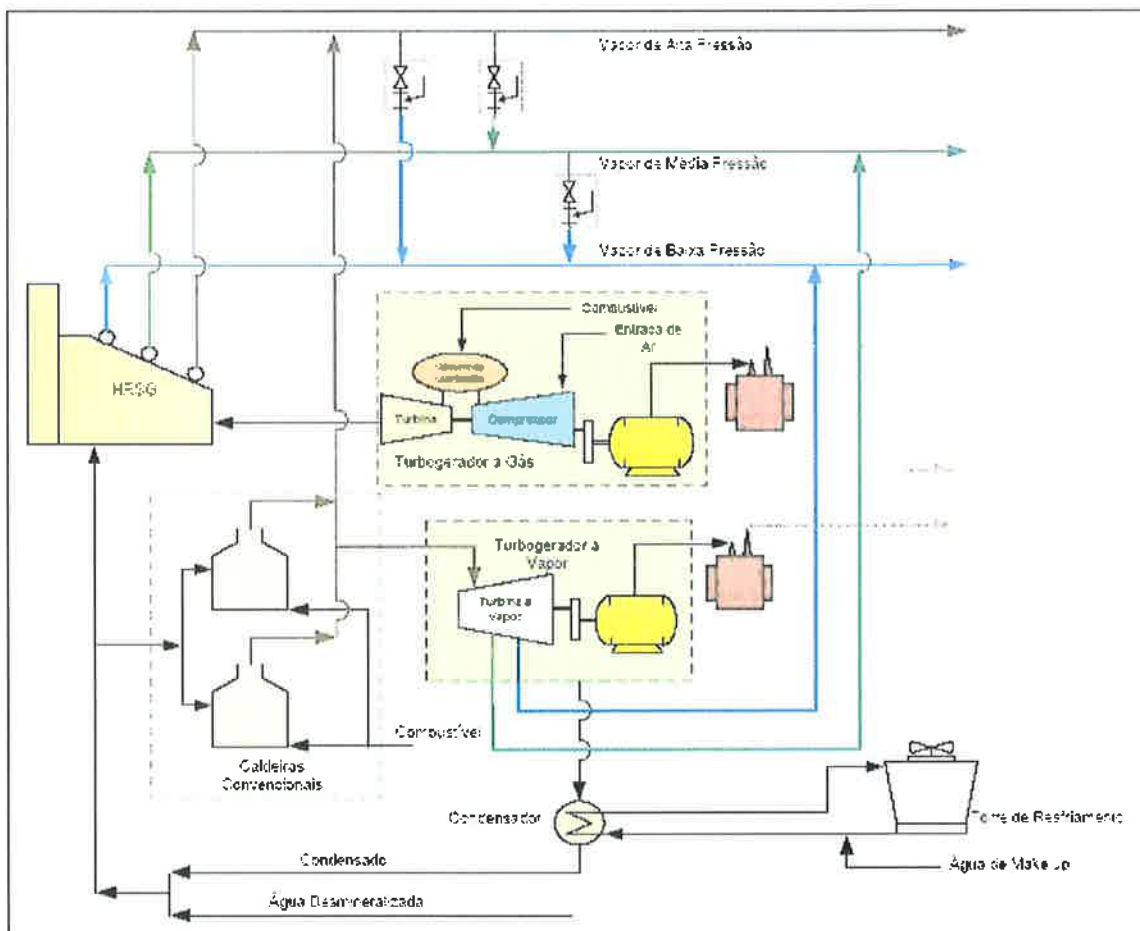
---

<sup>2</sup> O Sistema Interligado Nacional – SIN é todo o sistema brasileiro de rede de transmissão de energia elétrica com capacidade de tensão acima de 230 kV. Essa rede de transmissão atende todas as regiões brasileiras que estão nela interligadas.



**Figura 1: Visão Tridimensional da UTE W**  
 Fonte: Arquivo de Desenho da UTE W

A figura 2 demonstra o esquema do processo de geração elétrica e de vapor da UTE W.



**Figura 2: Processo de Geração Elétrica e de Vapor da UTE W**

Fonte: Arquivo de Desenho da UTE W

Quando uma ou ambas as CA's da UTE W estão em operação, a vazão mássica de gás natural consumido varia entre 7 e 14 ton/hora, dependendo da carga de energia elétrica e de vapor demandada da planta. O gás natural que entra na UTE W, através do ponto de acesso (*citygate*), é descomprimido na plataforma (*skid*) de válvulas das CA's (vide figura 11 do capítulo 4).

No processo de descompressão, a pressão do gás natural cai de  $30\text{kgf/cm}^2$  para aproximadamente  $3\text{kgf/cm}^2$  nas válvulas dos *skids* das CA's da UTE W (conforme esquematizado na figura 11 e descrito na tabela 5). Isso ocorre quando gás natural passa pela válvula de controle de pressão, onde ele se expande, causando a redução de sua temperatura na tubulação, que varia entre  $-2^\circ\text{C}$  e  $21^\circ\text{C}$ , dependendo da temperatura atmosférica e dos modos operativos das CA's da UTE W.

Em grande parte do tempo, a expansão do gás natural provoca a condensação de água, presente no ar atmosférico, na superfície externa da tubulação, sendo que, em algumas condições climáticas locais, ocorre também o congelamento do filme de água condensada na tubulação de gás natural, no *skid* de válvulas da UTE W (vide figura 13 do capítulo 4)

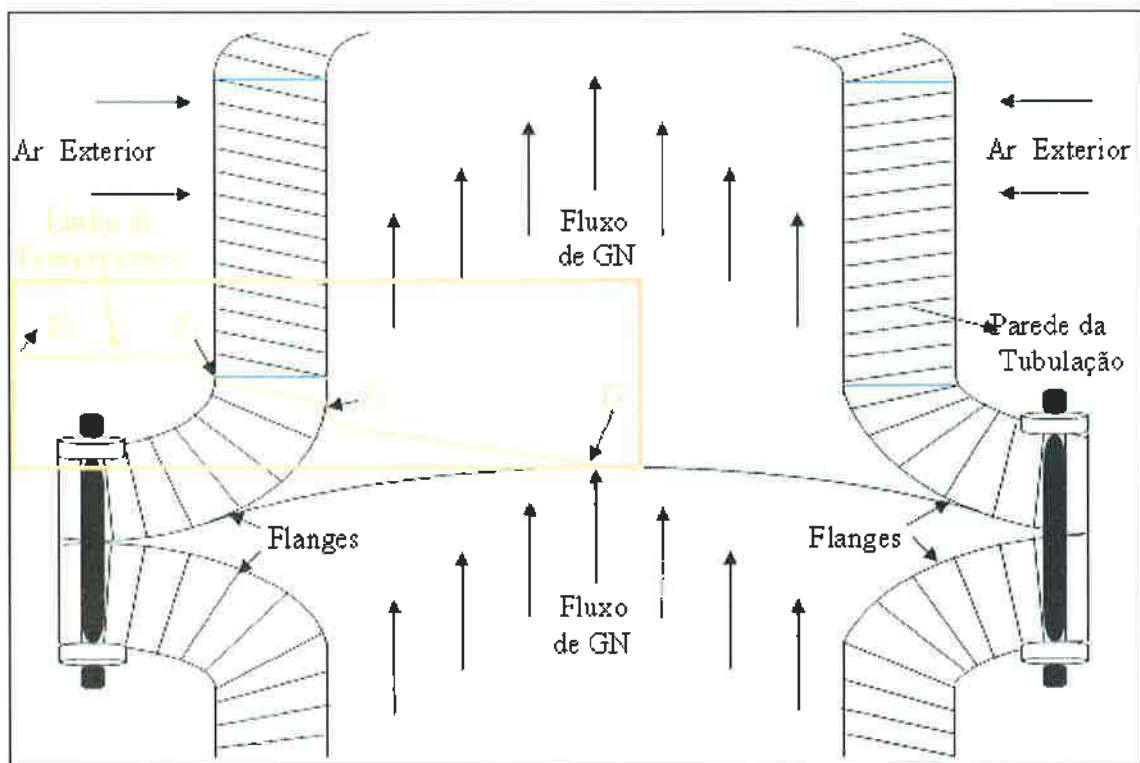
A temperatura ambiente é o principal fator que influencia no desempenho dos turbo-geradores de potência em sistemas térmicos. A UTE W está localizada em região tipicamente tropical, que apresenta elevadas médias de temperatura e de umidade relativa a maior parte do tempo. Por isso, é importante propor e estudar sistemas de trocas térmicas que sejam capazes de aproveitar a disponibilidade de energia térmica local, além de se evitarem os desperdícios.

O fundamental é que os sistemas propostos de aproveitamento energético sejam capazes de aumentar ou manter a garantia física da unidade. Como a expansão de gás natural nas CA's da UTE W provoca uma troca térmica natural da tubulação de gás natural com o ar atmosférico (figura 13), cuja energia está sendo desperdiçada para o ambiente, então vale a pena estudar formas de aproveitamento desse recurso disponível na UTE W.

Nas condições atuais, a variação diária da temperatura do gás natural segue a mesma tendência de variação diária da temperatura atmosférica local (vide Apêndice A). Assim, quando o gás natural é descomprimido na válvula de controle de pressão (*pressure control valve* - PCV), a expansão do gás natural se aproxima de uma expansão adiabática (GASNER,

2012), liberando energia do sistema PCV-Seção de Expansão do GN-Queimadores das CA's, conforme demonstrado na figura 11 do capítulo 4. Quanto maior a temperatura externa, mais energia térmica penetrará na tubulação de gás natural pelo aquecimento das paredes da tubulação e, conseqüentemente, maior será o aquecimento do gás natural. Como o processo atual está trocando calor com o ar atmosférico, está havendo uma perda de energia que pode ser aproveitada.

Atualmente, o fluxo térmico que ocorre na tubulação de gás natural das CA's da UTE W está esquematizado na figura 3. A temperatura,  $T_1$ , da camada-limite térmica do ar atmosférico, sendo maior que a temperatura,  $T_2$ , da superfície externa da tubulação, provoca um fluxo térmico, por convecção, do ar em direção à parede do tubo e, por condução, no interior da parede de aço-carbono da tubulação de gás natural, até atingir o interior da tubulação. A partir daí, caso a temperatura,  $T_3$ , da superfície interna da tubulação seja maior que a temperatura,  $T_4$ , no interior do tubo, um fluxo térmico, por convecção, continuará evoluindo no interior da tubulação de gás natural, até atingir a camada-limite central no interior do tubo.



**Figura 3: Desenho Esquemático do Fluxo Térmico Unidimensional (linha vermelha) do  $\Delta$  de Temperaturas Externa e Interna da Atual Tubulação de Expansão do GN\***

\* Desenho fora de escala, baseado na figura 13

Como forma de aproveitar o potencial de resfriamento de algum tipo de corrente de utilidades, o presente estudo objetiva analisar a possibilidade de aproveitar a carga térmica proveniente da expansão do gás natural para o resfriamento de uma corrente de água a partir da utilização de um trocador de calor de tubos concêntricos, aproveitando, desta forma, a configuração atual da instalação (vide figuras 3, 11, 12, 13, 14 e 15).

Portanto, o presente estudo propõe simular um trocador de calor para o aproveitamento de parte dessa energia térmica que está sendo desperdiçada na UTE W. Além dos objetivos de dimensionar, simular e avaliar o comportamento, a capacidade e a intensidade de troca térmica do modelo de trocador de calor de tubos concêntricos proposto nesta simulação, será avaliado também se a carga térmica deste trocador de calor é suficiente para resfriar a água a ponto de poder ser utilizada em outras aplicações para o aproveitamento térmico na UTE W.

## **2 – CONCEITOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

Num processo de transferência de energia, quando as propriedades analisadas, por exemplo, temperatura e pressão variam com o tempo, diz-se que o processo ocorre em regime transiente. Segundo INCROPERA *et al.* (2008), “as variações do regime transiente ocorrem quando as condições de contorno de um sistema também variam no tempo. As mudanças continuarão a ocorrer até que um novo equilíbrio seja alcançado. Se, por exemplo, a temperatura superficial de um sistema for alterada, a temperatura em cada ponto desse sistema também começará a mudar”. Em um processo industrial o regime transiente ocorre no momento de início e parada de um sistema, por exemplo, no momento do início e parada da operação de uma turbina a gás. Como na maior parte do tempo de operação de um sistema térmico busca-se manter as propriedades constantes, diz-se que o processo está operando em regime permanente.

### **2.1 – Mecanismos de Transferência de Calor**

A taxa de transferência de energia na forma de calor sempre ocorre na direção da região mais quente (maior potencial energético) para a região mais fria (menor potencial energético), conforme indica a segunda lei da termodinâmica. Desta forma, diferencial de temperatura é a força motriz capaz de provocar a transferência de energia entre a fonte e o receptor de calor, o que influencia todo sistema de transferência de calor (KERN, 1950).

Com relação à transferência de energia na forma de calor, esta pode ocorrer a partir dos mecanismos de condução, convecção e radiação.

A condução é o modo de transferência de calor que ocorre em um meio estacionário ou dentro de uma superfície sólida. É o processo de troca térmica que ocorre apenas a nível atômico ou microscópico, através do movimento molecular aleatório, com a difusão de calor em um meio sólido - “esse é o único modo de transferência de calor através de um sólido” (ASHRAE, 2009). Para o cálculo da taxa de transferência de calor por condução em coordenadas cilíndricas em regime permanente, considerando as propriedades constantes e unidirecionais, a *Lei de Fourier*, na forma integrada pode ser apresentada conforme a equação (2.1).

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2.1)$$

Onde:  $q_r$  taxa de transferência de calor (W)

$L$  comprimento do tubo (m)

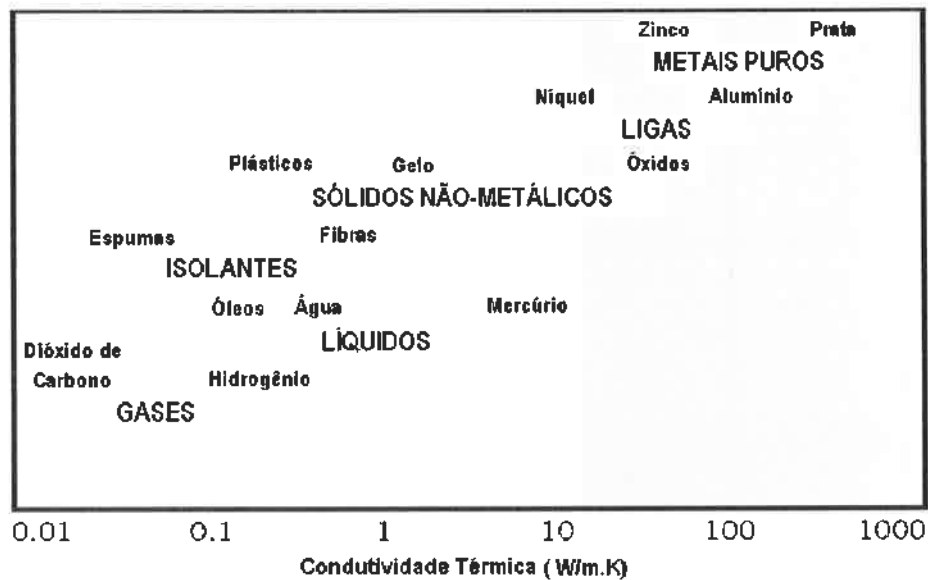
$T_{s,1}$  temperatura da superfície interna do tubo (°C e K)

$T_{s,2}$  temperatura da superfície externa do tubo (°C e K)

$k$  condutividade térmica (W/m-K).

Com relação à condutividade térmica destaca-se:

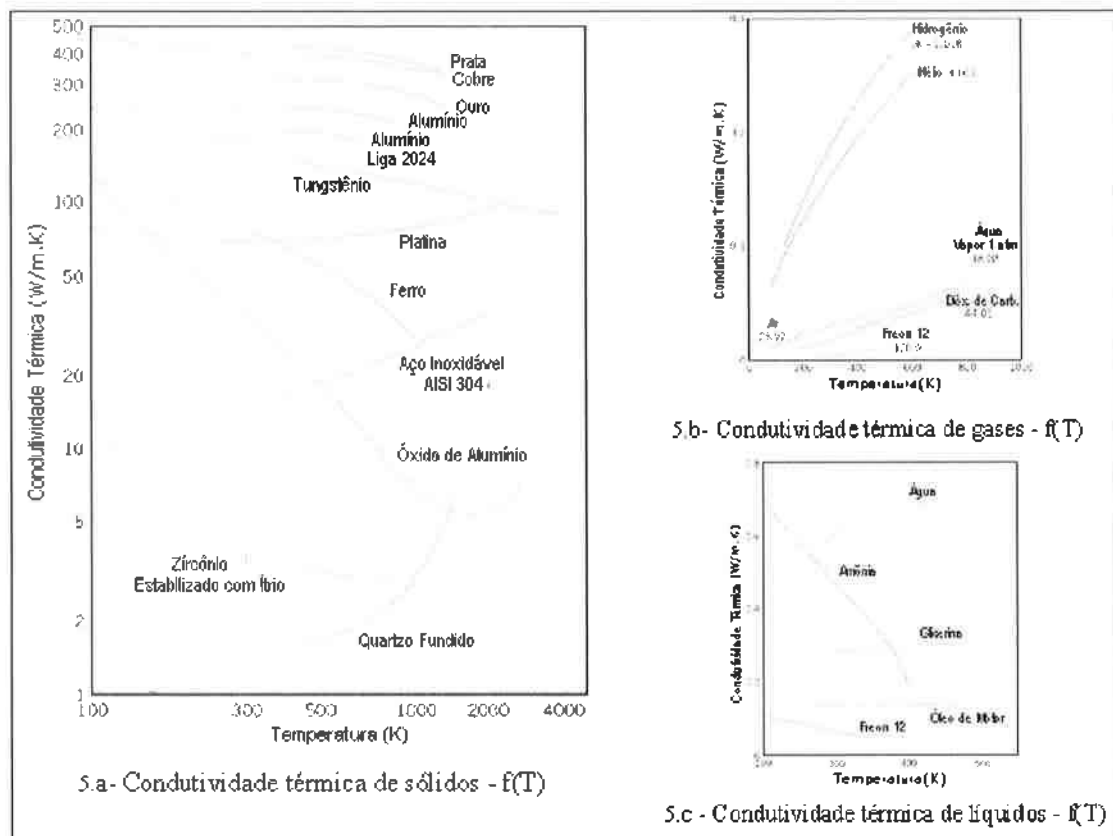
- $k_{\text{sólidos}} > k_{\text{líquidos}} > k_{\text{gases}}$  o que pode ser observado na figura 4 (INCROPERA *et al.*, 2008);



**Figura 4 - Faixa da Condutividade Térmica Para Vários Estados da Matéria**  
Fonte: INCROPERA *et al.*, 2008.

- ❑ Materiais isolantes caracterizam-se por possuírem condutividade térmica baixa (são compostos por materiais de baixa condutividade térmica combinados para se atingir uma condutividade térmica global do sistema ainda menor);
- ❑ A condutividade térmica varia com a temperatura (Figuras 5a, 5b e 5c - INCROPERA *et al.*, 2008);
- ❑ Nos gases, a condutividade aumenta devido ao aumento da velocidade média das partículas;
- ❑ Nos líquidos, a condutividade diminui devido ao aumento da velocidade das partículas, com exceção da água e da glicerina (INCROPERA *et al.*, 2008).





**Figura 5 – Variação da Condutividade Térmica com a Temperatura (Vários Materiais)**  
 Fonte: INCROPERA *et al.*, 2008.

A radiação é o modo de transferência de calor entre uma superfície radiante (ou entre duas superfícies) e sua vizinhança, ocorrendo em qualquer meio sólido, líquido, gasoso ou no vácuo, desde que ambas estejam a diferentes temperaturas. Toda matéria emite radiação térmica na forma de fótons de diferentes frequências, a partir de sua superfície, desde que sua temperatura se encontre acima do zero absoluto (ASHRAE, 2009).

INCROPERA *et al.* (2008) descreve que a radiação “pode ser vista como uma propagação de ondas eletromagnéticas”. Diferentemente da condução e da convecção, que necessitam de um meio material para o calor ser transmitido, na radiação, o calor não necessita de um meio material para fluir. Quando uma energia radiante atinge uma superfície, essa energia pode ser absorvida, refletida ou transmitida através do material ou do meio.

Sob a ótica molecular ou atômica, o modo de transferência de calor por radiação ocorre com a emissão de energia pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula. Independente da forma da matéria, a emissão pode ser atribuída a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que constituem a matéria.

Conforme INCROPERA *et al.*(2008), “a radiação que é emitida pela superfície tem sua origem na energia térmica da matéria delimitada pela superfície e a taxa na qual a energia é liberada por unidade de área ( $W/m^2$ ) é conhecida como poder emissivo,  $E_n$  (ou  $W_b$ ), da superfície. Há um limite superior para o poder emissivo, que é determinado pela *Lei de Stefan-Boltzmann*, equação (2.2).

$$E_n = \sigma T_s^4 \quad (2.2)$$

Onde:  $E_n$  poder emissivo ou fluxo de calor de um corpo negro ( $W/m^2$ )

$\sigma$  constante de Stefan-Boltzmann =  $5,67 \times 10^{-8} W/(m^2K^4)$

$T_s$  temperatura absoluta da superfície de um radiador ideal ou de um corpo negro

Para uma superfície real, a equação exige a necessidade de se conhecer a emissividade ( $\epsilon$ ) da superfície, que representa a capacidade de um objeto em emitir a energia, destacando que a emissividade pode ser um valor de 0 (quando refletida por um espelho) até 1.0 (quando emitida por um corpo negro teórico). Na equação 2.3, apresenta-se a equação do poder emissivo de uma superfície real.

$$E_r = \epsilon \sigma T_s^4 \quad (2.3)$$

Onde:  $\epsilon$  emissividade térmica

A transferência de calor por radiação ocorre frequentemente entre uma pequena superfície, a uma temperatura,  $T_s$ , e sua vizinhança com uma superfície isotérmica muito maior que envolve completamente a menor, com  $T_{viz} \neq T_s$ . Em tal condição, a irradiação pode ser aproximada pela emissão de um corpo negro a  $T_{viz}$ , se a superfície for considerada uma superfície cinza (emissividade igual à absorvidade<sup>3</sup>), a taxa líquida de transferência de calor por radiação é calculada a partir da equação 2.4.

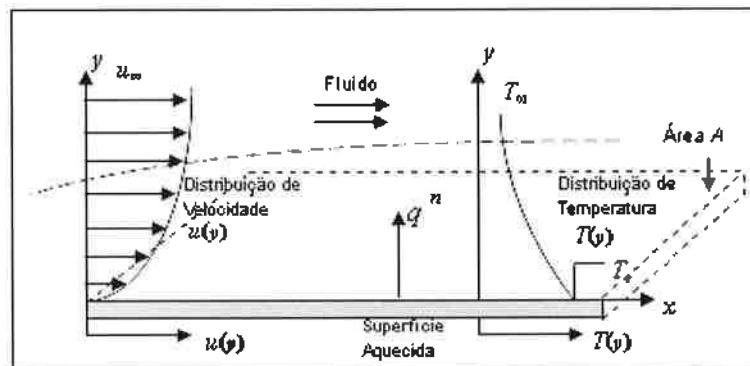
$$q_r = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.4)$$

O mecanismo de transferência por convecção ocorre devido à transferência de calor entre uma superfície e um fluido em movimento, desde que haja um diferencial de temperatura entre eles. Na convecção térmica, além do movimento molecular aleatório do fluido, ocorre o movimento global ou macroscópico do fluido, num movimento agregado das moléculas. Esse

---

<sup>3</sup> Absorvidade: propriedade que determina a fração da energia irradiante que é absorvida pela superfície (INCROPERA *et al.*, 2008).

movimento global molecular é conhecido por *advecção* térmica. “Se o movimento do fluido for causado por uma força externa (por exemplo: ventilador, bomba ou vento), isso é uma convecção forçada. Se o movimento do fluido for causado por forças de empuxo (devido à diferença de densidade) é chamado de convecção livre ou natural” (ASHRAE, 2009). A figura 6 representa o esquema da direção do fluxo de calor por convecção (INCROPERA *et al.*, 2008) sobre uma superfície com o desenvolvimento da camada-limite.



**Figura 6: Fluxo térmico por convecção sobre uma superfície plana com desenvolvimento da camada-limite**

Fonte: Adaptado de INCROPERA *et al.*, 2008.

Para o cálculo da taxa de transferência de calor por convecção térmica utiliza-se a lei de resfriamento de Newton, equação 2.5.

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

Onde:  $q$  taxa de transferência de calor por convecção (W)

$A_s$  área de transferência de calor ( $m^2$ )

$T_s$  temperatura da superfície (K ou  $^\circ C$ )

$T_\infty$  temperatura do fluido (K ou  $^\circ C$ )

$\bar{h}$  coeficiente médio de transferência de calor por convecção ( $W/m^2 \cdot K$  ou  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

Apesar da simplicidade da equação 2.5, o problema está em determinar o coeficiente de convecção, já que este variável depende do tipo de fluido ( $\bar{h}_{líquidos} > \bar{h}_{gases}$ ), depende da fase do fluido ( $\bar{h}_{com\ mudança\ de\ fase} > \bar{h}_{sem\ mudança\ de\ fase}$ ), depende do formato da superfície: plana, cilíndrica ou esférica, depende se a superfície é lisa ou áspera, depende se o escoamento é

livre (externo) ou confinado e também depende do tipo de regime de escoamento: laminar ou turbulento.

Conhecido o fluido e suas propriedades, o regime de escoamento pode ser obtido através do cálculo do número de Reynolds ( $Re$ ), que representa a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas (equação 2.6). Destaca-se que no caso de escoamento no interior de tubos considera-se regime laminar  $Re < 2000$ , regime turbulento  $Re > 4000$ , sendo o intervalo considerado escoamento em regime de transição.

$$Re = \frac{\rho V L_D}{\mu} = \frac{V L_D}{\nu} \quad (2.6)$$

Onde:  $\rho$  densidade do fluido ( $\text{kg/m}^3$ );

$V$  velocidade na corrente livre (escoamento externo) ou velocidade média de escoamento (escoamento interno) ( $\text{m/s}$ );

$L_D$  dimensão característica: placa = comprimento da placa; tubo e esfera = diâmetro ( $\text{m}$ );

$\mu$  viscosidade dinâmica do fluido ( $\text{N.s/m}^2$  ou  $\text{Pa.s}$ );

$\nu$  viscosidade cinemática ( $\text{m}^2/\text{s}$ );

Conhecido o regime de escoamento, é necessário escolher uma correlação de Nusselt adequada para o tipo de superfície e de escoamento: se é livre (externo) ou se é confinado. Por definição, o número de Nusselt ( $Nu$ ), equação (2.7), representa “o gradiente de temperatura adimensional na superfície e fornece uma medida de transferência de calor por convecção” (INCROPERA *et al.*, 2008).

$$Nu = \frac{h L_D}{k_f} = \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y=0} \quad (2.7)$$

Onde:  $k_f$  condutividade térmica do fluido ( $\text{W/m-K}$ );

$\left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y=0}$  gradiente de temperatura adimensional próxima da parede

A partir da equação 2.7 verifica-se que conhecido o valor do número de Nusselt, é possível determinar o coeficiente de convecção, logo existe a necessidade de se determinar qual equação de Nusselt é mais adequada para o tipo de escoamento, geometria e regime de

operação. Deve ser destacado que as equações de Nusselt para várias geometrias e regimes de escoamento são encontradas na literatura como Holman (2010), Incropera *et al.*(2008), Bejan (1992) e Ozisiki (1990). Desta forma, apresentam-se a seguir somente equações de Nusselt (Equações 2.9, 2.10, 2.11 e 2.12) destinadas ao escoamento em regime turbulento ou na transição para o regime turbulento no interior de dutos, por ser estes dois fenômenos de escoamento abordados neste trabalho.

Antes de apresentar as equações de Nusselt, é importante definir mais um número adimensional, o número de Prandtl que representa a importância relativa entre o transporte de momento e a energia no processo de difusão, equação 2.8. Destaca-se que Prandtl para os gases é próximo da unidade, para líquidos metálicos  $Pr \ll 1$ , e para líquidos  $Pr \gg 1$ .

$$Pr = \frac{cp \times \mu}{k_f} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.8)$$

Onde:  $cp$  calor específico (J/kg-K)

$\alpha$  difusividade térmica ( $m^2/s$ )

INCROPERA *et al.*(2008) apresenta 3 equações empíricas para escoamento forçado na região de transição para regime turbulento e em na região de regime turbulento no interior de tubos, são elas: Colburn (equação 2.9); Dittus e Boelter (2.10) e Sider e Tate (2.11).

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,33} \quad (2.9)$$

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^n \quad (2.10)$$

$$Nu_D = 0,027 Re_D^{0,8} Pr^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right) \quad (2.11)$$

Na equação de Dittus e Boelter o expoente  $n$  é 0,4 para processos de aquecimento (quando a temperatura da superfície é maior que a temperatura média do fluido) e  $n$  é 0,3 para processos de resfriamento (quando a temperatura da superfície menor que a temperatura média do fluido). As três equações podem ser utilizadas para fluidos, regime turbulento e relação comprimento por diâmetro do tubo superior a 10.

Deve ser destacado que as propriedades devem ser determinadas na temperatura média de mistura, exceto a viscosidade do fluido na parede do tubo ( $\mu_s$ ), equação 2.11, que deve ser determinada na temperatura da superfície do tubo.

Porém, INCROPERA *et al.*(2008) destaca que as equações 2.9 a 2.11 “o seu uso pode resultar em erros de até 25%. Esses erros podem ser reduzidos a menos de 10% com o uso de correlações mais recentes e geralmente mais complexas” como a correlação proposta por Gnielinski (Gnielinski, 1988, in SERTH, 2007; e Gnielinski, 1976, in INCROPERA *et al.*, 2008) que é “válida para uma ampla faixa de números de Reynolds”, equação 2.12.

$$Nu_D = \left[ \left( \frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr \right] / \left[ 1 + 12,7 \left( \frac{f}{8} \right)^{0,5} (Pr^{0,66} - 1) \right] \quad (2.12)$$

Onde:  $f$  fator de atrito de Moody que pode ser obtido através da correlação de Petukhov (INCROPERA *et al.*, 2008):  $f = (0,790 \ln Re_d - 1,64)^{-2}$  : sendo  $3.000 < Re_d < 5.10^6$ .

Destaca-se que as equações acima citadas podem ser utilizadas para tubos não circulares. Desta forma, existe a necessidade de se calcular o diâmetro hidráulico (HOLMAN, 2010; INCROPERA *et al.*, 2008), equação 2.13.

$$D_h = \frac{4 \times A_t}{P} \quad (2.13)$$

Onde:  $A_t$  área da seção transversal do escoamento;  
 $P$  perímetro molhado ou úmido por onde escoo o fluido.

Deve ser destacado que outra forma de se determinar o coeficiente de convecção é a partir de correlações obtidas através de dados experimentais resultantes de características similares de escoamento que podem ser aplicados em projetos de engenharia. Para os propósitos deste trabalho, considera-se o número de Nusselt, que mais se aproxima do formato de cada duto da região anular do trocador de calor de tubos concêntricos proposto no presente estudo. Dentre os estudos empíricos para o caso de dutos não-circulares, McAdams, 1954 (in ASHRAE, 2009) apresenta a equação 2.14 destinada a determinar o coeficiente de convecção médio da região anular, tendo como limites de aplicação temperatura da água entre 4°C a 104°C e  $Re > 10.000$ .

$$h_{an} = \frac{(1,431 + 20,9T)V^{0,8}}{D^{0,2}} \quad (2.14)$$

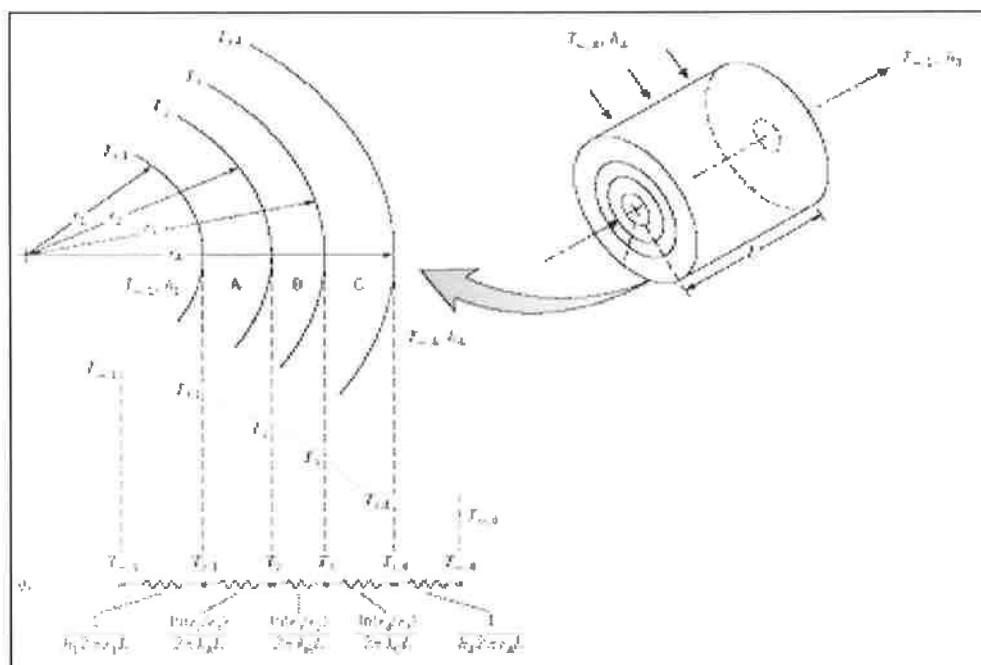
Onde:  $T$  Temperatura do fluido em graus Celsius

$V$  Velocidade média de escoamento da água

$D$  Diâmetro do tubo.

## 2.2 – Resistências Térmicas e Coeficiente Global de Transferência de Calor

Analogamente aos sistemas elétricos, todo sistema térmico apresenta uma resistência térmica, pois a difusão de calor está associada à carga elétrica. Para se representar a resistência global térmica de um sistema, circuitos térmicos devem ser construídos e analisados (INCROPERA *et al.*, 2008). Para o processo de transferência de calor em um tubo A com duas camadas de revestimentos B e C, as resistências envolvidas no processo de transferência de calor são apresentadas na figura 7 e descritas a seguir:



**Figura 7: Resistências Térmicas em Um Tubo Com Três Revestimentos Externos**  
 Fonte: INCROPERA *et al.*, 2008.

Resistência de convecção interna ( $R_{int}$ )

$$R_{int} = \frac{1}{h_{int} A_{sup,int}} \quad (2.15)$$

Onde:  $h_{int}$  coeficiente de convecção interno ( $W/m^2-K$ )

$A_{sup,int}$  Área da superfície interna:  $A_{sup,int} = 2 \times \pi \times Raio_{interno} \times$  Comprimento do tubo

Resistência de convecção externa ( $R_{ext}$ )

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext} A_{sup,ext}} \quad (2.16)$$

Onde:  $h_{ext}$  coeficiente de convecção externo (W/m<sup>2</sup>-K)

$A_{sup,ext}$  Área da superfície externa:  $A_{sup,ext} = 2 \times \pi \times Raio_{externo} \times$  Comprimento do tubo

Resistência de condução no material A ( $R_{KA}$ )

$$R_{KA} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_A L} \quad (2.17)$$

Onde:  $k_A$  condutividade térmica do material A (W/m-K)

$L$  comprimento do tubo (m)

Resistência de condução no material B ( $R_{KB}$ )

$$R_{KB} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_B L} \quad (2.18)$$

Onde:  $k_B$  condutividade térmica do material B (W/m-K)

Resistência de condução no material C ( $R_{KC}$ )

$$R_{KC} = \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi k_C L} \quad (2.19)$$

Onde:  $k_C$  condutividade térmica do material C (W/m-K)

Para este caso utiliza-se o mesmo conceito utilizado para resistência em série em superfícies planas, deve ser observado que as superfícies não são iguais. A equação para o cálculo da taxa de transferência de calor radial em um tubo pode ser escrita da seguinte forma:

$$q = \frac{(T_{\infty,1} - T_{s,1})}{R_{int}} = \frac{(T_{s,1} - T_2)}{R_{KA}} = \frac{(T_2 - T_3)}{R_{KB}} = \frac{(T_3 - T_4)}{R_{KC}} = \frac{(T_4 - T_{\infty,4})}{R_{ext}} \quad \text{ou} \quad q = \frac{(T_{\infty,1} - T_{\infty,4})}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (2.20)$$

Outra forma de representar o somatório das resistências térmicas é a partir do coeficiente global de transferência de calor. No caso particular de tubos como a área de transferência interna é diferente da externa, ao se calcular a taxa de transferência de calor deve-se escolher uma área de referência, por isso, pode-se escrever a equação da taxa de transferência de calor para cilindros nas formas a seguir.

Coeficiente global referente à área interna.



$$q = U_{int} A_{int} \Delta T = \frac{A_{int} (T_{s1} - T_{s2})}{\frac{1A_{int}}{h_1 A_{int}} + \frac{A_{int} \ln(r_2/r_1)}{2\pi k_A L} + \frac{A_{int} \ln(r_3/r_2)}{2\pi k_B L} + \frac{A_{int} \ln(r_4/r_3)}{2\pi k_C L} + \frac{1A_{int}}{h_2 A_{ext}}} \quad (2.21)$$

Coefficiente global referente à área interna.

$$q = U_{ext} A_{ext} \Delta T = \frac{A_{ext} (T_{s1} - T_{s2})}{\frac{1A_{ext}}{h_1 A_{int}} + \frac{A_{ext} \ln(r_2/r_1)}{2\pi k_A L} + \frac{A_{ext} \ln(r_3/r_2)}{2\pi k_B L} + \frac{A_{ext} \ln(r_4/r_3)}{2\pi k_C L} + \frac{1A_{ext}}{h_2 A_{ext}}} \quad (2.22)$$

Deve ser observado que:

$$U_{ext} A_{ext} = U_{int} A_{int} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (2.23)$$

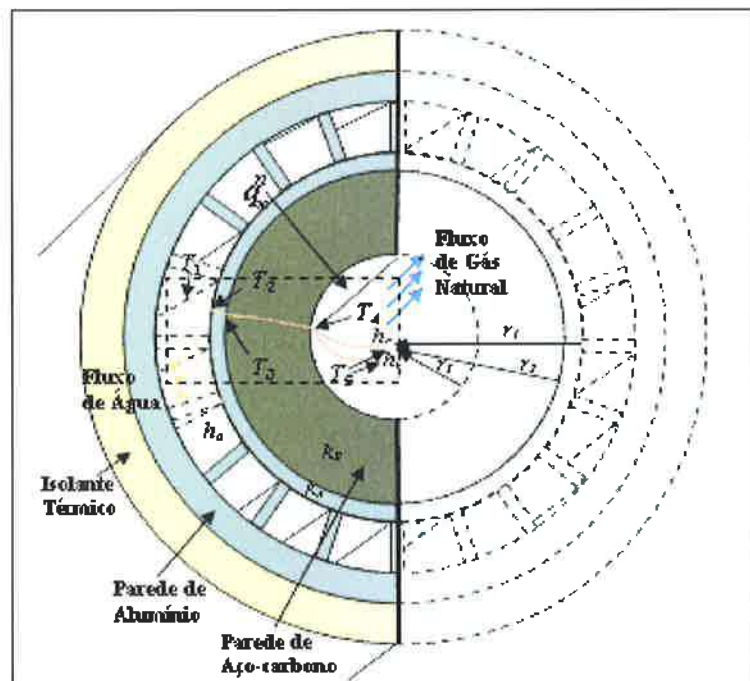
### 2.3 – Superfícies Estendidas na Região Anular de Tubos Concêntricos e o Coeficiente Global.

Uma das formas de se aumentar a intensidade da troca térmica dentro de um sistema ou entre sistemas e suas vizinhanças é aumentar a superfície de contato dos fluidos para que ocorra uma maior capacidade de transferência de calor no meio. Um dos métodos conhecidos é adicionar aletas para se aumentar a área da superfície de contato e “diminuir a resistência térmica à transferência de calor por convecção” (INCROPERA *et al.*, 2008). É possível que seja definida a efetividade da temperatura dessas aletas na disposição representada, conforme

**Figura 8: Fluxo Térmico Unidimensional no Sentido Radial com Escoamento Contracorrente em Tubulação Com Paredes Internas Compostas e Aletada\* (Considerando a Parede Externa Perfeitamente Isolada)**

Fonte: Adaptado de WEBB & KIM, 2005

\*Desenho Fora de Escala



Com a disposição das aletas longitudinais (KERN & KRAUS, 1972), representadas na figura 8, a superfície de contato da água ficará aumentada. Desconsiderando a ocorrência de deposição de incrustações na superfície aletada, deverá ocorrer uma intensificação do fluxo térmico da água para a superfície de alumínio, caso a água seja o fluido quente e o gás o fluido frio do sistema representado na figura 8. Nesse caso, o efeito esperado é que a base de cada uma das aletas sobre a parede interna de alumínio fique mais fria do que a outra extremidade de cada aleta na parede externa de alumínio.

A eficiência das aletas depende basicamente do material utilizado em sua fabricação e do seu formato. Em trocadores de calor, as superfícies das aletas são normalmente construídas de metais que apresentam alta condutividade térmica, como o alumínio e o cobre. Quanto ao formato, segundo ASHRAE (2009) “a eficiência das aletas é menor em aletas mais finas e compridas ou quando elas são feitas de material de baixa condutividade térmica”.

Para o caso de presença de aletas retas de faces ou perfis retangulares na seção anular de tubos concêntricos, considerando a face externa ou final das aletas não expostas, Schmidt (1949) e Kays & London (1984) apresentam a equação de eficiência da aleta apresentada por:

$$\phi = \frac{\tanh(B \times H)}{(B \times H)} \quad (2.24)$$

Onde:  $B = (2h/k\delta)^{1/2}$

$H$  comprimento (da base ao topo) da aleta

$\Delta$  espessura da aleta.

Analisando a figura 8, considerando que o coeficiente de convecção na região da superfície anular ( $A_p$ ) e nas aletas ( $A_s$ ) são iguais, a eficiência global ou a efetividade da temperatura da superfície aletada,  $\phi_s$ , pode ser obtida a partir da seguinte relação:

$$\phi_s = \frac{A_p + \phi A_s}{A_p + A_s} \quad (2.25)$$

Onde:  $A_p$  área superficial do tubo sem aleta.

$A_s$  área superficial das aletas.

Logo, apresenta-se a equação da taxa de transferência de calor de dois tubos concêntricos considerando sistema aletado na região anular.

$$q = \frac{T_1 - T_5}{\left[ \frac{1}{\phi h 2 \pi r_1 L} + \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right) / (2 \pi k_A L) + \ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right) / (2 \pi k_B L) + \frac{1}{h_C 2 \pi r_3 L} \right]} = U \times A \times \Delta T \quad (2.26)$$

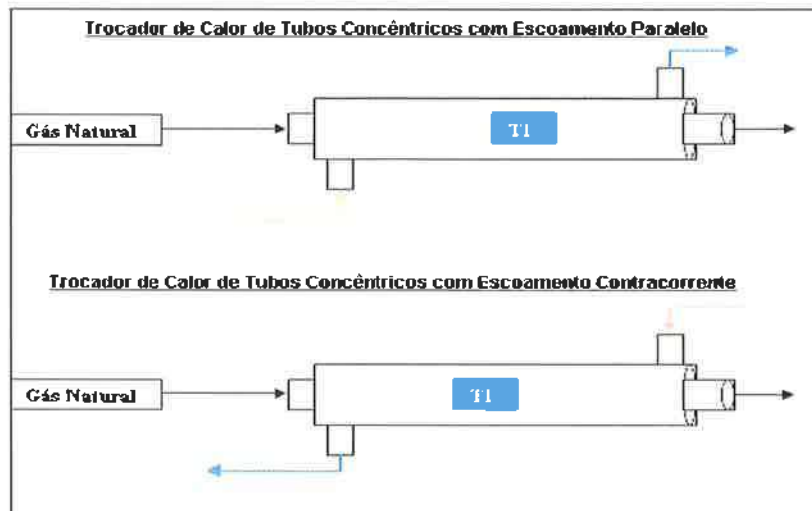
## 2.4 – Trocador de Calor de Tubos Concêntricos.

Trocadores de calor são equipamentos destinados a transferir energia de um fluido mais quente para um fluido mais frio, desde que eles não estejam em equilíbrio térmico ou apresentem a mesma temperatura. Esses equipamentos são aplicados em diversos processos industriais de geração de energia, de condicionamento de ar, processos de fabricação de materiais, de estocagem de produtos, dentre outros.

De acordo com cada processo utilizado na troca térmica entre fluidos com diferentes propriedades físicas e fora do equilíbrio térmico, os trocadores de calor podem necessitar de contato direto ou indireto entre esses fluidos. Nos de contato direto, os fluidos se misturam até atingirem a temperatura média pretendida no processo. Nos de contato indireto, os fluidos trocam calor através de uma parede ou superfície de contato através da qual ocorre a transferência de calor.

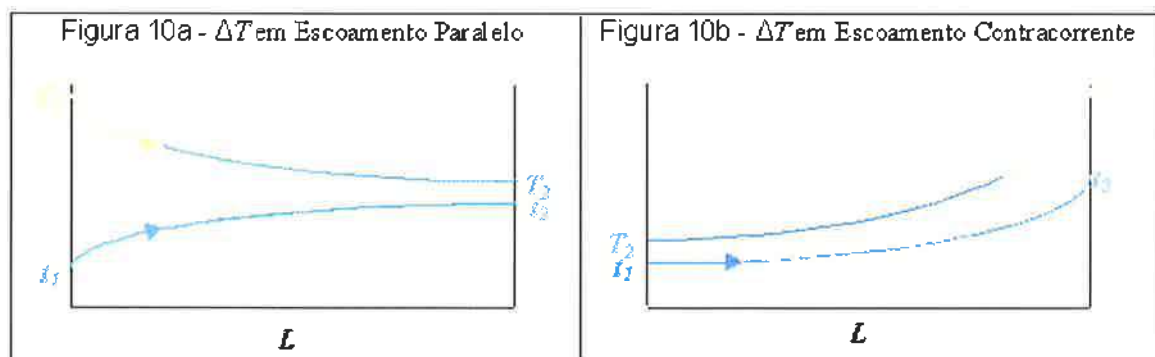
Dependendo da geometria de construção dos trocadores de calor, eles podem apresentar superfícies lisas ou ásperas com diversos formatos: planas, tubulares, esféricas, dutos retangulares, quadráticos, triangulares, trapezoidais etc. A configuração dos trocadores de formato plano mais comum é o de placa. As configurações mais comuns de trocadores de calor de formato tubular são os trocadores de tubos concêntricos, os de fluxo cruzado e os de tubo-e-casco (ASHRAE, 2009; INCROPERA *et al.*, 2008; WEBB & KIM, 2005; NATERER, 2003; KERN & KRAUS, 1972; e KERN, 1950).

No trocador de calor de tubos concêntricos, um dos fluidos escoava dentro de tubo central (interno) e o outro dentro de um tubo anular que circunda toda a superfície externa do tubo central. Os fluidos, neste tipo de trocador, podem apresentar escoamento paralelo ou contracorrente. Na Figura 9, apresentam-se trocadores de calor de tubos concêntricos em correntes paralelas (figura superior) e contracorrente (figura inferior). (INCROPERA *et al.*, 2008; NATERER, 2003; e KERN & KRAUS, 1972).



**Figura 9: Exemplo de Trocadores de Calor de Tubos Concêntricos com Escoamento Paralelo e Contracorrente**

A principal diferença entre os dois tipos de escoamento em trocadores de tubos concêntricos é que no escoamento contracorrente o diferencial de temperatura na entrada dos fluidos quente e frio é menor que o diferencial de temperatura na entrada dos fluidos no de escoamento paralelo (figuras 10a e 10b). Além disso, o tipo de trocador de tubos concêntricos com escoamento contracorrente “proporciona a transferência de calor entre as parcelas mais quentes dos dois fluidos em uma extremidade, assim como entre as parcelas mais frias em outra extremidade” (INCROPERA *et al.*,2008).



**Figura 10: Comparativo do Diferencial de Temperatura de Dois Fluidos em Trocadores de Calor de Tubos Concêntricos: Escoamento Paralelo x Escoamento Contracorrente**  
 Fonte: KERN & KRAUS (1972)

### 2.4.1 Métodos de Análise de Trocadores de Calor

Segundo INCROPERA *et al.*(2008) “para projetar e prever o desempenho de um trocador de calor é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas tais como: as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial total disponível para a transferência de calor”.

Dentre os métodos de análise do comportamento de trocadores de calor destacam-se: o Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (*MLDT*) e o Método da Efetividade do Número de Unidades de Transferência ( $\epsilon$ -*NUT*). O primeiro é utilizado nos casos em que se conhecem as temperaturas de entrada e de saída de ambos os fluidos escoando em cada um dos tubos anular e central. O segundo é utilizado quando não se conhecem as temperaturas de saída dos fluidos.

#### 2.4.1.1 Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (*MLDT*)

O Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (*MLDT*) é utilizado quando se conhecem as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos no e do trocador de calor. Desta forma é possível determinar a taxa total de transferência de calor entre o fluido quente e o fluido frio, a partir das equações de balanço de energia da corrente quente 2.27 e da corrente fria 2.28.

$$q_q = \dot{m}_q \times cp_q \times (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (2.27)$$

$$q_f = \dot{m}_f \times cp_f \times (T_{f,e} - T_{f,s}) \quad (2.28)$$

Os subscritos 'q' e 'f' das equações 2.27 e 2.28 referem-se, respectivamente, aos fluidos quente e frio, e os subscritos 'e' e 's' referem-se, respectivamente, as condições do fluido na entrada e na saída do trocador.

A partir da equação 2.26, será feita a introdução do conceito da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura ( $\Delta T_m$ ) em um trocador de calor de tubos concêntricos, onde:

$$q = U \times A \times \Delta T_m \quad (2.29)$$

No escoamento paralelo (figura 10a) o diferencial  $\Delta T$  pode ser obtido em cada ponto da superfície de contato do escoamento dos fluidos. Aplicando o balanço de energia em cada elemento diferencial da curva do escoamento paralelo.

$$dq_q = -\dot{m}_q \times cp_q \times dT_q \equiv -C_q \times dT_q \quad (2.30)$$

$$dq_f = \dot{m}_f \times cp_f \times dT_f \equiv C_f \times dT_f \quad (2.31)$$

Onde:  $C_q = \dot{m}_q \times cp_q$  taxa de capacidade calorífica do fluido quente.

$C_f = \dot{m}_f \times cp_f$  taxa de capacidade calorífica do fluido frio.

A transferência de calor através da área da superfície de contato entre os fluidos quente e frio pode ser obtida em cada diferencial  $dA$  da superfície de contato entre os fluidos.

$$dq = U \times \Delta T \times dA \quad (2.32)$$

Substituindo as equações 2.30 e 2.31 na equação diferencial 2.29 e substituindo o resultado na integral da equação 2.29, obtém-se (INCROPERA *et al.*, 2008):

$$q = U \times A \times \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2.33)$$

Comparando a equação 2.26 com a equação 2.33, conclui-se que a diferença de temperatura média apropriada é uma média logarítmica das diferenças de temperatura ao longo do trocador, onde:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.34)$$

Destaca-se que:  $\Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,e} - T_{f,e}$ ;  $\Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,s} - T_{f,s}$

As equações 2.33 e 2.34 são aplicadas também para trocadores de calor de correntes opostas.

Destaca-se que:  $\Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,e} - T_{f,s}$ ;  $\Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,s} - T_{f,e}$

#### 2.4.1.2 Método da Efetividade $\varepsilon$ -*NUT*

O método da efetividade de um trocador de calor,  $\varepsilon$ -*NUT*, é um método de cálculo do fator de eficiência do trocador através da taxa de troca térmica máxima possível entre um fluido quente e um fluido frio. Diferentemente do método *MLDT* que é utilizado na análise de trocadores de calor quando se conhecem as temperaturas de entrada e de saída do trocador, o método da efetividade  $\varepsilon$ -*NUT* é utilizado na análise de trocadores de calor quando não se conhecem as temperaturas de saída do trocador.

Para a aplicação do método de análise da efetividade de um trocador de calor, primeiro é necessário determinar a taxa de transferência de calor máxima possível entre os fluidos no trocador.

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2.35)$$

Onde  $C_{\min}$  é a taxa de capacidade térmica do fluido que apresenta menor capacidade térmica,  $C_q$  (taxa de capacidade térmica do fluido quente) ou  $C_f$  (taxa de capacidade térmica do fluido frio).

A efetividade,  $\varepsilon$ , de um trocador de calor é determinada como sendo a razão entre a taxa de transferência de calor real ( $q$ ) e a taxa de transferência de calor máxima ( $q_{max}$ ).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2.36)$$

Combinando a equação 2.36 com a equação 2.35, temos:

$$q = \varepsilon \times q_{max} = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2.37)$$

Por definição a efetividade é função dos seguintes termos:

$$\varepsilon = f(NUT; C_{min}/C_{max}) \quad (2.38)$$

A razão  $C_{min}/C_{max}$ , também chamada de razão das taxas de capacidade calorífica ou térmica, depende da relação entre os valores relativos das taxas de capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio. Assim,  $C_{min}/C_{max} = C_r = C_f/C_q$ , ou  $= C_q/C_f$ , sendo que a capacitância do fluido que apresentar a menor taxa de capacidade térmica sempre ficará no numerador.

O número de unidades de transferência,  $NUT$ , é um parâmetro adimensional que é definido como a razão da condutância global,  $UA$ , do trocador sobre a taxa de capacidade térmica do fluido de menor capacidade de troca.

$$NUT = \frac{U \times A}{C_{min}} \quad (2.39)$$

Existem várias relações de efetividade para vários tipos de trocadores de calor disponível em livros de transferência de calor (INCROPERA *et al.*, 2008; OZISIKI, 1990), HOLMAN, 2010; BEJAN, 1992; ASHRAE, 2009; NATERER, 2004; ROHSENOW *et al.*, 1985; KERN & KRAUS, 1972 e KERN, 1950). Destaca-se a equação 2.40, que permite calcular a efetividade de trocadores de tubos concêntricos em escoamento paralelo e a equação 2.41 que permite calcular a efetividade de trocadores de tubos concêntricos em correntes opostas.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + (C_{min}/C_{max}))]}{1 + (C_{min}/C_{max})} \quad (2.40)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - (C_{min}/C_{max}))]}{1 - (C_{min}/C_{max}) \exp[-NUT(1 - (C_{min}/C_{max}))]}, \text{ PARA } (C_{min}/C_{max}) < 1 \quad (2.41a)$$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT}, \text{ PARA } (C_{min}/C_{max}) = 1 \quad (2.41b)$$

### 3 – PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE PROCESSO

Neste capítulo são apresentadas as principais propriedades dos fluidos de processo envolvidos no estudo: gás natural e água.

#### 3.1– Gás Natural

Também chamado de gás dos pântanos, o gás natural é formado através da degradação da matéria orgânica em ambiente anaeróbico ou livre de oxigênio. Os maiores acúmulos de gás natural são encontrados em reservatórios geológicos de gás ou aprisionados no leito de grandes lagos e oceanos, na forma de hidratos de gás natural. O gás natural é extraído dos reservatórios na sua forma bruta. Sua composição na forma bruta varia de acordo com a sua formação geológica e com as características físicas e geoquímicas das jazidas.

Na indústria do petróleo, as condições de produção e de processamento de gás natural ocorrem em ambientes controlados ou bastante diferentes das condições normais de temperatura e pressão - geralmente, na presença de grandes variações de pressões de trabalho e de temperatura. No caso da UTE W, onde o processo básico com gás natural consiste em queimá-lo para a geração de vapor de processo ou de geração de energia termoelétrica, o gás natural chega pelo gasoduto a pressões controladas, cuja pressão média do *citygate* até o *skid* de válvulas das caldeiras auxiliares (CA's) dessa UTE é de 30 kgf/cm<sup>2</sup>.

Conforme KELKAR (2008), “embora nas condições de temperatura e pressão ambientes o gás natural se comporte como um gás ideal, em altas pressões e temperaturas o comportamento do gás natural desvia do comportamento de gás ideal.” Dessa forma, ele não é uma substância pura e nem se comporta como um gás puro. O cálculo do desvio de comportamento de um gás ideal é baseado no fator de compressibilidade (fator-z) do gás natural, que é essencial para o cálculo da sua densidade relativa e da sua viscosidade, nas condições reais de processo.

Nas condições de reservatório, o gás natural pode encontrar-se associado ou não ao petróleo, seja em estado líquido ou gasoso, o que depende da pressão natural dos reservatórios. Essas reservas são estudadas nas atividades de prospecção, exploração e produção da indústria de petróleo e gás. Nas condições de reservatório, o gás natural geralmente encontrado é composto de vários hidrocarbonetos leves, sendo o metano (CH<sub>4</sub>) um dos seus principais componentes.



Além do metano, o gás natural bruto é composto de frações de etano ( $C_2H_6$ ), propano ( $C_3H_8$ ), outros hidrocarbonetos ( $\geq$  butano -  $C_4H_{10}$ ,  $C_5H_{12}$ ,...), frações de  $CO_2$ ,  $N_2$  e traços de outros gases como o  $H_2S$ ,  $HCl$ ,  $O_2$ ,  $H_2O$ .

No Brasil, para atender os padrões exigidos pela Agência Nacional do Petróleo (ANP), o gás natural deve conter um teor mínimo de 85% de gás metano, em conformidade com a Resolução ANP nº 16/2008 (ANP, 2008)<sup>4</sup>. O gás natural deve ser purificado em unidades de processamento, até atingir o teor mínimo de metano - teor capaz de atender aos padrões de combustível da maioria dos fabricantes de turbinas a gás.

Na tabela 1, apresenta-se a composição média do gás natural que é queimado nas CA's da UTE W. O gás natural que é queimado nas CA's da UTE W possui a mesma composição química do gás queimado na sua turbina a gás, pois o mesmo provém do mesmo *citygate*.

**Tabela 1: Apresenta a fração molar ( $y_i$ ) média de cada componente do GN, o peso molecular aparente<sup>a</sup> e a gravidade específica do GN na UTE W<sup>a</sup>**

Composição Média	$y_i$	$MW_i$	$y_i MW_i$
$CH_4$ (metano)	0,8750	16,04	14,04
$C_2H_6$ (etano)	0,0576	30,07	1,74
$C_3H_8$ (propano)	0,0188	44,10	0,83
$i-C_4H_{10}$ (isobutano)	0,0086	58,12	0,50
$n-C_4H_{10}$ (normal butano)	0,0000	0,00	0,00
$i-C_5H_{12}$ (isopenano)	0,0000	0,00	0,00
$n-C_5H_{12}$ (normal pentano)	0,0000	0,00	0,00
$C_6H_{14}$ (hexano)	0,0000	0,00	0,00
$C_7H_{16}$ (hepano)	0,0000	0,00	0,00
$N_2$ (gás nitrogênio)	0,0060	28,02	0,17
$CO_2$ (gás carbônico)	0,0144	44,01	0,63
$H_2S$ (gás sulfídico)	0,0196	34,08	0,67
	1,000	$MW_u = 18,57 \text{ kg/kmol}$ $\gamma_g^{**} = 0,64$ (0 ou 16°C e 1 atm)	

Fonte: Dados de composição média do GN da UTE W (mistura de gases provenientes dos Gasodutos Gasbol<sup>5</sup> e Transpetro<sup>6</sup>);

<sup>a</sup> Dados obtidos em relação às condições atmosféricas normais através do Programa *MixingRule* (in GUO & GHALAMBOR, 2005);

<sup>\*\*</sup>  $\gamma_g$  - peso específico do GN em relação ao ar atmosférico nas condições padrões de  $T$  e  $P$ .

<sup>4</sup> No Brasil, as especificações e composições médias aceitáveis para o gás natural são definidas pela Agência Nacional do Petróleo – ANP, que hoje estão contidas na Resolução ANP nº 16/2008.

<sup>5</sup> O Gasoduto Gasbol é o gasoduto operado pela Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil S.A. que interliga os campos de gases da Bolívia até os pontos de medição e consumo do Brasil.

<sup>6</sup> A Transpetro S.A. é a empresa responsável pelo transporte de gás natural em gasodutos proprietários da Petróleo Brasileiro S.A. – PETROBRAS.

### 3.1.1 Propriedades do Gás Natural

Nas condições naturais da atmosfera terrestre, o gás natural se mistura facilmente ao ar, formando uma mistura gasosa homogênea e cujo comportamento é “bastante difícil de descrever e para modelá-lo utiliza-se a Lei dos Gases Ideais” (GASNER, 2012). Isso ocorre devido às menores forças de coesão entre as moléculas dos gases que as mantêm menos agregadas entre si, em relação aos estados líquidos ou sólidos das moléculas das substâncias.

As variações na temperatura e pressão determinam o comportamento das moléculas de cada gás componente do gás natural. Um aumento da temperatura ou diminuição da pressão do gás natural é suficiente para provocar uma desagregação de suas moléculas, fazendo com que elas se expandam com muito mais rapidez do que ocorre em seus estados líquidos ou sólidos. Em condições extremas de produção, como as que ocorrem no fundo do mar, o gás natural pode congelar-se, formando hidratos de gás. Os hidratos de gases, se formados, podem entupir as tubulações e chegam até mesmo a inviabilizar a produção no fundo dos oceanos.

A temperatura de ebulição do gás natural é de  $-161,5^{\circ}\text{C}$  e sua temperatura de fusão  $-182,46^{\circ}\text{C}$ , à pressão de 1 atm. Nestas condições, uma das características mais importantes do gás natural é que ele possui densidade inferior à do ar atmosférico, cujo peso específico em relação ao ar atmosférico ( $\gamma_g$ ) é menor que  $1,0 \text{ kg/m}^3$ , ou seja, o gás natural é mais leve que o ar atmosférico terrestre.

BORGES (2003) comparou outros modelos de equações para os ajustes de propriedades termodinâmicas do gás natural (gás real) para correlacionar suas propriedades termodinâmicas com as propriedades termodinâmicas dos gases ideais com o objetivo de avaliar seu real comportamento para o cálculo dos ajustes necessários no dimensionamento de sistemas de compressão e de transporte do gás natural em gasodutos.

Quando o gás natural está dentro das especificações de comercialização definidos pela Agência Nacional do Petróleo – ANP (ANP, 2008), as correlações encontradas por BORGES (2003) são fortes o suficiente para que as propriedades do gás natural (gás real) sejam comparáveis com as propriedades dos gases perfeitos (gases ideais), mesmo em condições de baixas temperaturas, pois, neste caso, o gás natural possui poucas concentrações de gases inertes e gases contaminantes, como o gás utilizado na UTE W (Tabela 1).

Para determinar as propriedades termofísicas do gás natural é antes necessário conhecer a composição do gás. As propriedades do gás natural são calculadas através da aplicação da lei

dos gases ideais para os gases reais, desta forma Guo e Ghalambor (2005) destacam as principais propriedades de transporte do gás natural como sendo: a gravidade específica, as pressões e temperaturas pseudocríticas, o fator de compressibilidade, a densidade e a viscosidade.

### 3.1.1.1 Gravidade Específica do Gás natural

O peso específico do gás natural ( $\gamma_g$ ) é obtido pela razão do peso molecular aparente do gás natural sobre o peso molecular do ar atmosférico na base seca. Assim, a equação do cálculo aproximado da gravidade específica apresentada pela equação 3.1.

$$\gamma_g = \frac{MW_a}{28,97} \quad (3.1)$$

Onde:  $MW_a$  é o peso molecular aparente do gás natural em base seca obtido a partir da

relação  $MW_a = \sum_{i=1}^{Nc} y_i MW_i$ , sendo  $y_i$  a fração molar do componente  $i$  do gás natural

28,97 é o peso molecular aproximado do ar na base seca.

### 3.1.1.2 Pressão e Temperatura Pseudocríticas do Gás Natural

De acordo com KELKAR (2008), “a teoria dos correspondentes estados dos gases reais impõe que o fator de compressibilidade ( $Z$ ) pode ser definido como uma função da pressão e temperatura reduzidas”. No caso do gás natural, que pode ser tratado como uma mistura de gases a pressão crítica (equação 3.2) e a temperatura crítica (equação 3.3) podem ser estimadas, quando a composição da mistura de gases e as propriedades críticas dos seus componentes são conhecidas.

$$P_{R,m} = \frac{P_{i,m}}{P_{c,m}} = \frac{P_{i,m}}{\sum_i^{Nc} P_{c,i} y_i} \quad (3.2)$$

$$T_{R,m} = \frac{P_{i,m}}{T_{c,m}} = \frac{P_{i,m}}{\sum_i^{Nc} T_{c,i} y_i} \quad (3.3)$$

Onde:  $p_{pr,m}$  pressão pseudoreduzida da mistura gás natural.

$T_{pr}$  temperatura pseudoreduzida da mistura gás natural.

$p_{c,i}$  pressão crítica de cada componente da mistura gás natural.

$T_{c,i}$  temperatura crítica de cada componente da mistura gás natural.

$y_i$  fração molar de cada componente da mistura gás natural.

Se a mistura for composta apenas de hidrocarbonetos, as pressões e temperaturas críticas do gás natural podem ser estimadas como uma função linear do peso específico,  $\gamma_g$ , do gás natural (KELKAR, 2008 e GUO & GHALAMBOR, 2005). Porém, se o gás natural contiver compostos inorgânicos, algumas correlações baseadas em dados experimentais ou empíricos são necessárias para o cálculo aproximado das propriedades do gás natural.

### 3.1.1.3 Fator de Compressibilidade do Gás Natural

Guo e Ghalambor (2005) apresentam algumas correlações empíricas, porém mais acuradas, para o cálculo de fator de compressibilidade do gás natural como as correlações de Brill-Beggs (1974) ou de Hall-Yarborough (1973) para o cálculo do fator de compressibilidade do gás natural. Brill-Beggs (in GUO & GHALAMBOR, 2005) “produziram valores do fator-z bastante precisos para vários cálculos de engenharia”. Devido à existência de impurezas de compostos inorgânicos que geralmente estão contidos no gás natural, a correlação do fator-z de Brill-Beggs é calculada utilizando os seguintes fatores de correção:

$$A = 1,39(T_{pr} - 0,92)^{0,5} - 0,36 T_{pr} - 0,10 \quad (3.4.a)$$

$$B = (0,62 - 0,23T_{pr}) p_{pr} + \left( \frac{MW_a}{28,97} - 0,037 \right) p_{pr}^2 + \frac{0,32 p_{pr}^6}{10^E} \quad (3.4.b)$$

$$C = 0,132 - 0,32 \log(T_{pr}) \quad (3.4.c)$$

$$D = 10^F \quad (3.4.d)$$

$$E = 9(T_{pr} - 1) \quad (3.4.e)$$

$$F = 0,3106 - 0,49 T_{pr} + 0,1824 T_{pr}^2 \quad (3.4.f)$$

Assim, o fator de compressibilidade,  $z$ , de Brill-Beggs é obtido pela equação (3.5).

$$z_{GN} = A + \frac{1-A}{e^B} + C \times p_{R,GN}^D \quad (3.5)$$

### 3.1.1.4 Densidade do Gás Natural

Segundo GUO & GHALAMBOR (2005), “a densidade do gás natural pode ser calculada através da aplicação da lei dos gases ideais para os gases reais”.

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{p \times MW_a}{z \times R \times T} = 3,49 \frac{p \times \gamma_{GN}}{z \times T} \quad (3.6)$$

Conhecendo-se o peso molecular do gás natural, sabendo-se que a constante universal dos gases,  $R$ , é igual a  $8,314 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{k}\cdot\text{mol}\cdot\text{K}$  (ou  $\text{N}\cdot\text{m}/\text{mol}\cdot\text{K}$ ).

### 3.1.1.5 Viscosidade do Gás Natural

No gás natural a viscosidade,  $\mu_g$ , geralmente é determinada ou estimada através do uso de tabelas ou de correlações desenvolvidas através de experimentos. Segundo Guo e Ghalambor (2005), se a composição do gás natural é conhecida e a viscosidade de cada um de seus componentes também é conhecida, então um cálculo direto da viscosidade do gás,  $\mu_g$ , pode ser observado pela equação 3.7.

$$\mu_g = \frac{\sum (\mu_{gi} y_i \sqrt{MW_i})}{\sum (y_i \sqrt{MW_i})} \quad (3.7)$$

Onde:  $\mu_{gi}$  é a viscosidade do componente  $i$  do gás natural;

$y_i$  é a fração molar do componente  $i$  do gás natural;

$MW_i$  é o peso molecular de cada componente  $i$  do gás natural.

No entanto, na natureza, a composição do gás natural varia muito em função de sua origem. Carr, Kobayashi and Burrows, 1954 (in GUO & GHALAMBOR, 2005) desenvolveram uma correlação empírica (também chamada de Correlação de Viscosidade do Gás de Carr, Kobayashi and Burrows) para a determinação da viscosidade do gás natural, que depende de duas etapas: 1) a viscosidade do gás natural,  $\mu_g$ , a uma dada temperatura e pressão atmosféricas, é primeiramente estimada através do conhecimento da gravidade específica do gás e dos conteúdos dos compostos inorgânicos nele presentes; 2) O valor da viscosidade a pressão atmosférica encontrado é então ajustado em função das condições de pressão do gás natural por intermédio de um fator de correção baseado na temperatura e pressão reduzidas do gás natural. Assim, a viscosidade a pressão atmosférica,  $\mu_1$ , pode ser obtida a partir da equação (3.8).

$$\mu_1 = \mu_{IHC} + \mu_{IN2} + \mu_{ICO2} + \mu_{IH2S} \quad (3.8)$$

Sendo os termos da direita obtidos a partir das seguintes correlações:

$$\mu_{IHC} = 8,188 \times 10^{-3} - 6,15 \times 10^{-3} \log(\gamma_g) + (1,709 \times 10^{-5} - 2,062 \times 10^{-6} \gamma_g) T \quad (3.8.a)$$

$$\mu_{IN2} = [9,59 \times 10^{-3} + 8,48 \times 10^{-3} \log(\gamma_g)] y_{N2} \quad (3.8.b)$$

$$\mu_{ICO2} = [6,24 \times 10^{-3} + 9,08 \times 10^{-3} \log(\gamma_g)] y_{CO2} \quad (3.8.b)$$

$$\mu_{IH2S} = [3,73 \times 10^{-3} + 8,49 \times 10^{-3} \log(\gamma_g)] y_{H2S} \quad (3.8.d)$$

Onde  $y_{N2}$ ,  $y_{CO2}$  e  $y_{H2S}$  são as respectivas frações molares dos compostos inorgânicos contidos no gás natural.

Dempsey, 1965 (in GUO & GHALAMBOR, 2005), desenvolveu a seguinte correlação para determinar a viscosidade reduzida,  $\mu_r$ , do gás natural baseado na temperatura e pressão pseudoreduzidas do gás natural:

$$\mu_r = \ln \left( \frac{\mu_g T_{pr}}{\mu_l} \right) = a_0 + a_1 p_{pr} + a_2 p_{pr}^2 + a_3 p_{pr}^3 + T_{pr} (a_4 + a_5 p_{pr} + a_6 p_{pr}^2 + a_7 p_{pr}^3) + T_{pr}^2 (a_8 + a_9 p_{pr} + a_{10} p_{pr}^2 + a_{11} p_{pr}^3) + T_{pr}^3 (a_{12} + a_{13} p_{pr} + a_{14} p_{pr}^2 + a_{15} p_{pr}^3) \quad (3.9)$$

Onde:  $a_0 = -2,46211820$ ;  $a_1 = 2,97054714$ ;  $a_2 = -0,28626405$ ;  $a_3 = 0,00805420$   
 $a_4 = 2,80860949$ ;  $a_5 = -3,49803305$ ;  $a_6 = 0,36037302$ ;  $a_7 = -0,01044324$   
 $a_8 = -0,79338568$ ;  $a_9 = 1,39643306$ ;  $a_{10} = -0,14914493$ ;  $a_{11} = 0,00441016$   
 $a_{12} = 0,08393872$ ;  $a_{13} = -0,18640885$ ;  $a_{14} = 0,02033679$ ;  $a_{15} = -0,00060958$

Assim, uma vez determinado o valor da viscosidade reduzida,  $\mu_r$ , do gás natural pelo lado direito da equação (3.9), pode-se determinar a viscosidade do gás,  $\mu_g$ , a uma pressão elevada, usando a relação (3.10) (GUO & GHALAMBOR, 2005).

$$\mu_g = \frac{\mu_l}{T_{pr}} e^{\mu_r} \quad (3.10)$$

### 3.2 – Água

A água é um dos fluidos mais utilizados e estudados em laboratório e em aplicações industriais. Por isso, suas propriedades são amplamente conhecidas. As principais propriedades da água em seu estado líquido estão demonstradas na Tabela 2 (Propriedades Termofísicas da Água Líquida) do APÊNDICE B, em conformidade com as tabelas de propriedades da água contidas em SERTH (2007) e em HOLMAN (2010).

Da mesma forma que grande parte das propriedades termofísicas da água são facilmente obtidas de tabelas de correlações empíricas, várias experimentos para a obtenção dos parâmetros adimensionais de escoamento da água, como os números de Reynolds, Nusselt e Prandtl, são facilmente obtidas em bibliografia especializada que descrevem experimentos

sobre as características específicas do escoamento da água em dutos. Tais características dependem basicamente da forma, da velocidade, das propriedades físicas do fluido e da geometria do escoamento (INCROPERA *et al.*,2008).

#### 4 – DESCRIÇÃO DO PROCESSO DE EXPANSÃO DO GÁS NATURAL NAS CA'S DA UTE W

Na condição atual o sistema de transporte de gás natural do gasoduto até as caldeiras auxiliares é realizado por um sistema conforme apresentado nas figuras 11 e 12.

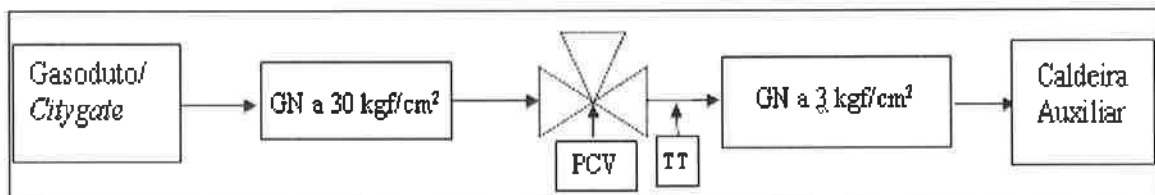


Figura 11: Esquema do sistema de Gás Natural na UTE W: do Gasoduto Até às CA's

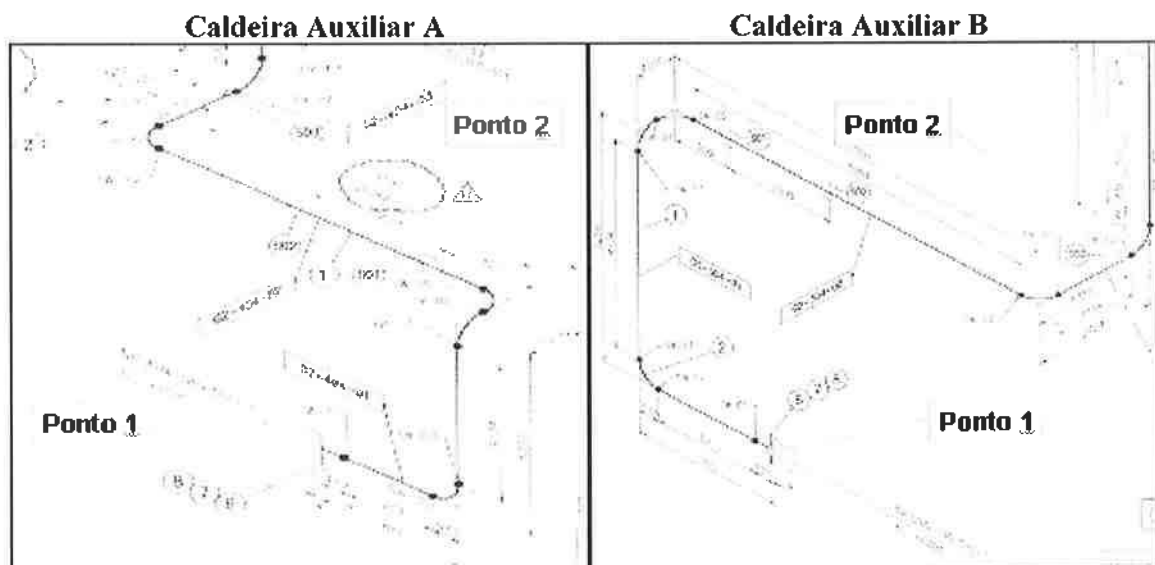


Figura 12: Desenhos das Tubulações de Expansão do GN das Caldeiras Auxiliares da UTE W\*

\* Desenhos reduzidos a partir do desenho original de projeto.

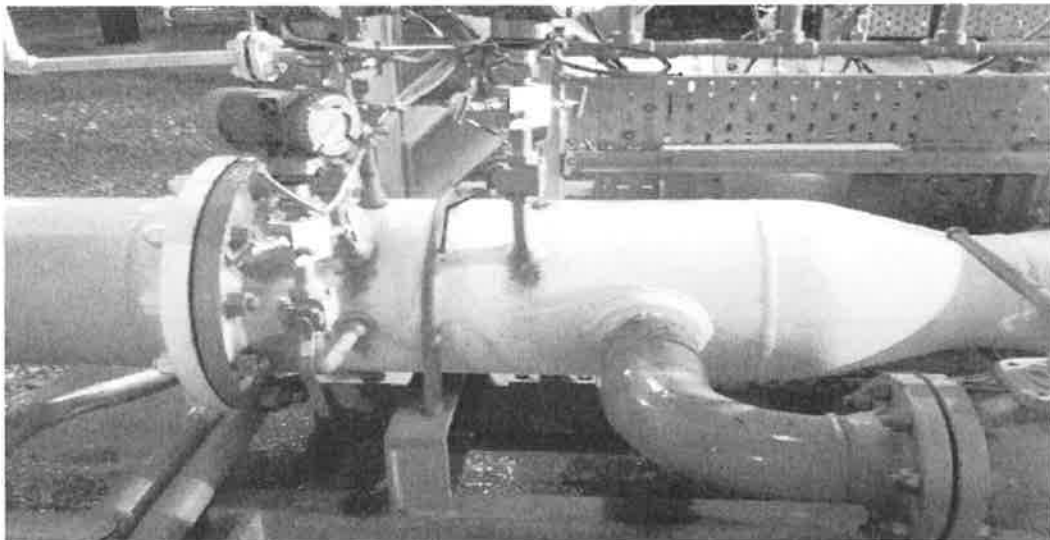
Toda a tubulação está exposta às condições atmosféricas externas da UTE W, sofrendo constantemente a influência das variações climáticas. Como já mencionado, cada uma das CA's da UTE W queima gás natural à pressão de trabalho em torno de 3 kgf/cm<sup>2</sup>, dependendo da carga (entre a mínima e a máxima) de vapor produzida em cada uma das CA's. Antes de se atingir tal limite de pressão de trabalho, o gás natural vem do *citygate* do gasoduto até às válvulas de controle de pressão (ou *Pressure Control Valve* – PCV) das CA's com pressão mínima de 30 kgf/cm<sup>2</sup>. Nessas condições de variação de pressão, o gás natural expande-se adiabaticamente sem alterar seu estado, ou seja, ele permanece em seu estado gasoso.

No caso da seção de expansão de gás natural, que vai da PCV até os queimadores das CA's, a influência casada das condições climáticas locais, como temperatura, umidade, velocidade



dos ventos e radiação solar, determina a condição atual de troca de calor desse sistema com o ar atmosférico local. Por sua vez, as condições intrínsecas do fluxo de gás natural em seu escoamento no Sistema PCV-Seção de Expansão do GN-Queimadores das CA's, principalmente sua pressão e temperatura, após a válvula (PCV), também influenciam a intensidade de troca de calor dessa seção com o ar atmosférico local.

Na figura 13, apresenta-se o que ocorre com o sistema PCV-Seção de Expansão do GN-Queimadores exposto ao ar atmosférico, numa condição de carga máxima operacional em uma das CA's ou acima de 90% da capacidade total das CA's da UTE W, no período noturno, quando o gás natural atinge temperaturas negativas (ver Tabela 2 do Apêndice). A figura 13 também demonstra a parte final da seção de expansão de gás natural que se interliga à de expansão do gás natural através dos flanges ao final da tubulação do *skid* de válvulas e dos medidores.



**Figura 13- Formação de Gelo na Seção Final do *Skid* de Válvulas e dos Medidores Próximos ao Flange da Tubulação de Expansão do GN das CA's da UTE W**

Observa-se na figura 13, que as condições ambientais externas ao *skid* de válvulas estavam propícias à condensação (e/ou sublimação) de vapor de água presente no ar atmosférico e/ou à solidificação do filme de água condensada na tubulação. A seção de GN que contém a tubulação de expansão de gás natural das caldeiras auxiliares da UTE W está demonstrada na figura 13. Destaca-se ainda na figura 13 que a partir do flange de ligação da tubulação ao *skid* de válvulas (vide flange da esquerda da figura 13), o ponto 1 refere-se à parte inicial da tubulação de expansão de gás natural de cada uma das CA's da UTE W.

Desta forma, a partir do apresentado, foram consideradas algumas premissas gerais para análise e proposta de um sistema de recuperação de energia:

- a) Processo de operação, em regime permanente, das duas CA's da UTE W em três níveis operacionais de carga (mínimo, médio e máximo) ou em quatro modos operativos<sup>7</sup>. No caso quando há operação conjunta das duas CA's da UTE W, será considerado apenas o nível mínimo de carga, ou seja, será o modo operacional de 2 CA's em operação na carga mínima;
- b) Os dois trocadores T1A (T1 da Caldeira A) e T1B (T1 da Caldeira B), aqui propostos, estarão perfeitamente isolados do ar atmosférico local, incluindo o *skid* de válvulas de GN das CA's da UTE W;
- c) Para o dimensionamento do sistema de recuperação, será considerando fluxo unidirecional, radial;
- d) Será considerado que o trocador é adiabático, ou seja não existe transferência de calor entre o trocador de calor e o ambiente externo.

#### **4.1– Metodologia de Desenvolvimento.**

Neste estudo, foi testada a capacidade de troca térmica entre o GN e a água, que escoará pela região anular do trocador proposto. Foi calculada a carga de frio proveniente da expansão do GN no *skid* de válvulas das CA's. Após calculada a capacidade de troca térmica do GN com a água que escoar em fluxo contracorrente ao do GN na tubulação anular do trocador proposto, baseada nos quatro modos de operação das CA's da UTE W, foi calculada a efetividade do trocador e a taxa de troca térmica entre a água e o GN, em 4 níveis distintos de vazão de água nesse trocador. Além disso, foram definidos e calculados os seguintes parâmetros do trocador:

- a) as dimensões do trocador de calor, especificamente da sua região anular em função das dimensões atuais da tubulação de gás natural das CA's da UTE W;
- b) o material em função de suas propriedades termofísicas e de sua capacidade de troca térmica que será calculada após o dimensionamento do trocador proposto;
- c) os parâmetros termofísicos e fluidodinâmicos do gás natural e da água, através de tabelas, medições locais ou de cálculos experimentais, que serão considerados em cada uma das condições de troca térmica em função de cada modo de operação das CA's;

---

<sup>7</sup> Os quatro principais modos operativos das CA's da UTE W estão descritos na Tabela 5, no item 4.6.

d) o potencial de aproveitamento térmico da água resfriada, proveniente do trocador proposto T1, com a determinação da temperatura de saída da água do T1.

Nesse trabalho, foram utilizados nos cálculos de tais propriedades termodinâmicas do gás natural com base nos modelos e correlações propostas por GUO & GHALAMBOR (2005). No caso da UTE W, o gás natural encontra-se dentro das especificações de comercialização, em conformidade com os padrões definidos pela Agência Nacional do Petróleo – ANP (ANP, 1998 e ANP, 2008). Na seção do gasoduto entre o *citygate* até a válvula de controle de pressão, encontram-se medidores específicos que medem *online* a pressão, temperatura e a vazão do gás natural antes de entrar em combustão nas CA's da UTE W.

Foi avaliado o aproveitamento energético nas tubulações de expansão do gás natural das caldeiras auxiliares da UTE W, especificamente na seção 1-2, antes dos queimadores (Figura 12) das CA's, utilizando a água líquida como fluido de troca térmica dentro da região anular do trocador T1 e o gás natural dentro do tubo interno do T1, ambos em escoamento contracorrente. O trocador T1 é uma adaptação de trocadores de tubos concêntricos com superfícies aletadas descritos em ASHRAE (2009); INCROPERA *et al.*(2008); WEBB & KIM (2005); KRAUS *et al.*(2001); STOECKER & JONES (1985); KAYS & LONDON (1984); KERN & KRAUS (1972); e SCHMIDT (1949) – o trocador T1 está esquematizado nas figuras 14 e 15 do item 4.2.

O material indicado para compor a tubulação anular do trocador T1 é o alumínio, por se tratar de metal abundante, resistente à oxidação (não reativo à água destilada), apresentar boa condutividade térmica, além de ser relativamente barato e fácil de ser moldado e soldado em diferentes formatos de superfícies.

Baseado nos parâmetros operacionais da UTE W e nos parâmetros de escoamento (temperatura,  $T$ , pressão,  $p$ , vazão mássica,  $\dot{m}$ , números de Reynolds,  $Re_d$ , Prandtl,  $Pr$  e Nusselt,  $Nu_d$ , fator de atrito,  $f$ , na convectividade do gás no interior do tubo,  $h_{ci}$ , do gás natural no *skid* de válvulas das duas CA's da UTE W (Figura 11), foram testados os padrões de escoamento da água no trocador T1 (no total de quatro vazões mássicas: sendo duas com padrão de transição de laminar para turbulento e duas com padrão turbulento de escoamento).

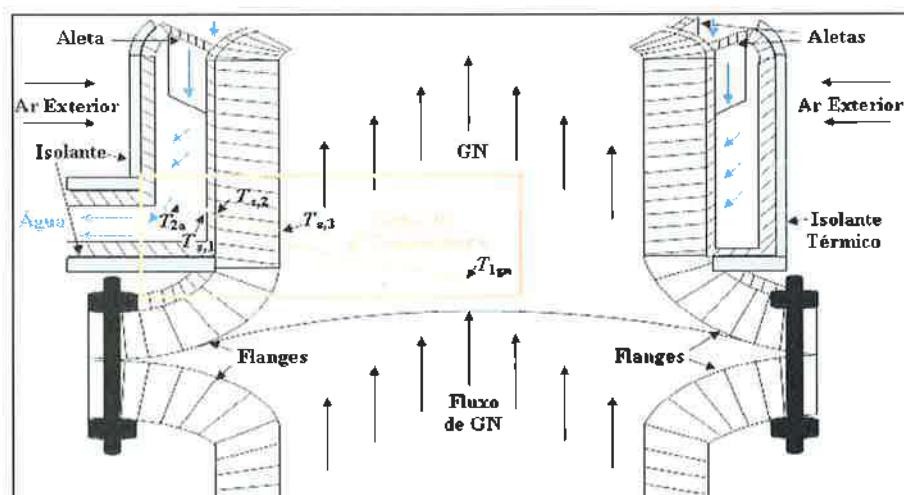
A escolha dessas vazões foram aquelas que apresentaram as melhores eficiências das aletas (em relação a cada um dos quatro modos operativos das CA's da UTE W. Para isso, foi aplicada a equação 2.25 que serve como uma boa aproximação para o cálculo da eficiência

de aletas em dutos com aletas finas e perfis retangulares [(SCHMIDT, 1949), (KERN & KRAUS, 1972), (KAYS & LONDON, 1984), (STOECKER & JONES, 1985), (KRAUS *et al.*, 2001), (INCROPERA *et al.*, 2008) e (ASHRAE, 2009)].

#### 4.2 – Dimensionamento do Trocador T1

A tubulação interna do trocador T1 é a própria tubulação existente de gás natural que sai do *skid* de válvulas de cada CA da UTE W. O comprimento considerado para a região efetiva de troca térmica do T1 será a seção entre os pontos 1-2 da Figura 12.

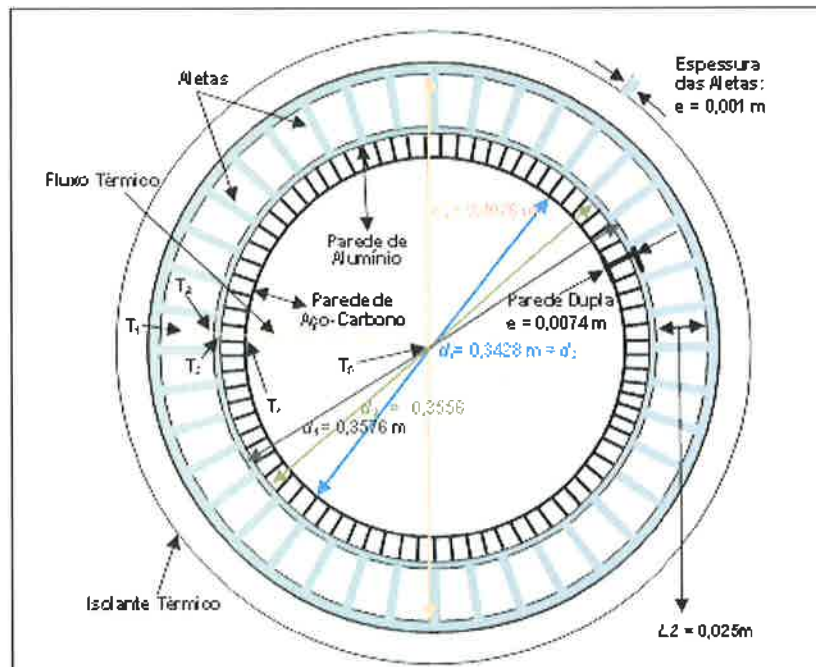
As dimensões do trocador T1 estão esquematizadas e/ou detalhadas nas figuras 14 e 15 respectivamente. Especificamente, o dimensionamento da sua região anular foi calculado e definido em função do número de Reynolds da água em cada duto ou célula cujo diâmetro da região anular do T1 está demonstrado na figura 15. A escolha do diâmetro hidráulico de cada célula da água foi feita por tentativa e erro, quando se obteve alguns padrões característicos de escoamento da água que fossem capazes de atingir uma troca eficiente de calor entre o gás natural e a água no trocador T1 proposto.



**Figura-14: Esquema do Corte Longitudinal\*do Trocador T1 com Variação Unidimensional (linha vermelha) da Temperatura Final ( $T_{2a}$ ) da Água na Sua Camada-Limite e da Temperatura Inicial ( $T_{1gn}$ ) do Gás Natural na Sua Camada-Limite**

\*Desenho fora de escala

Deve ser destacado que antes de se chegar à proposta de trocador apresentada nas figuras 14 e 15, algumas dimensões iniciais foram testadas com base nas referências bibliográficas citadas anteriormente.



**Figura-15: Corte Transversal do Trocador Proposto\* - Com Isolamento Térmico e Parede Interna Dupla de Aço-Carbono e Alumínio**

Fonte: Adaptado de WEBB & KIM, 2005; INCROPERA *et al.*, 2008 e ASHRAE, 2009 (\*Desenho fora de escala)

Para a determinação das dimensões da região anular do T1, foi testado inicialmente um diâmetro aleatório para a seção anular do trocador, baseando-se nas vazões e temperatura do gás natural e nas dimensões atuais da tubulação de expansão de gás natural das CA's da UTE W, até se chegar a uma dimensão eficiente de troca térmica da água com o gás natural. Como forma de reforçar a estrutura e aumentar a área de contato da água na região anular do T1, foi proposta a construção de aletas axiais, de formato retangular, dispostas ao longo do eixo do tubo anular de alumínio, conforme pode visto na figura 14 e no corte transversal do T1 na figura 15.

Assim, o diâmetro proposto inicialmente foi testado para diferentes vazões de água. Após alguns testes, foi considerada uma dimensão que apresentasse uma boa relação de troca entre a região anular (com escoamento de água) e o tubo interno (com escoamento de gás natural). Caso a dimensão proposta do T1 proporcionasse uma troca térmica efetiva entre a água e o gás natural, então essa dimensão foi considerada como válida para o T1. A partir daí, vários padrões de escoamento foram testados para diferentes vazões de água, sendo escolhidas as dimensões do trocador T1 que estão descritas na figura 15 e estão também destacadas, a seguir:

- 1) Comprimento ( $L_{t2}$ ) do tubo com a nova seção externa = 13,893 m (13,885 m + 0,008 m - parede externa de alumínio em 4 curvaturas);
- 2) Comprimento ( $L_{t1}$ ) do tubo com a nova seção externa aletada: 14,093 + 0,20 m (= 8 x 0,025 m devido às curvaturas com aletas) + 0,008 m (parede externa de alumínio nas 4 curvaturas);
- 3) Diâmetro ( $d_{e2}$ ) da seção interna da tubulação com parede dupla composta em aço carbono e alumínio: 357,6 mm = 0,3576 m;
- 4) Área da superfície interna da tubulação (face interna da parede de aço-carbono):  $A_i = 14,953 \text{ m}^2$  ;
- 5) Área da superfície não-aletada da tubulação (face interna das seções aletadas de alumínio):  $A_p = 15,488 \text{ m}^2$  ;
- 6) Área superficial da seção aletada:  $A_s = 28,602 \text{ m}^2$  ;
- 7) Espessura da tubulação com parede composta: 7,4 mm = 0,0074 m (0,0064 de espessura da parede de aço-carbono e 0,001 de espessura da parede interna de alumínio - considerando uma das ligas 6060 ou 6063 ou 6101 utilizadas em tubos de alumínio (Catálogo Técnico da Empresa Alfa Alumínio) ou em trocadores de calor de placas aletadas – considerando como tendo a mesma condutividade térmica da liga Al-1100 (ASHRAE, 2010);
- 8) Diâmetro da seção interna da tubulação é mantido igual: 13,496" ou 0,3428 m (ANSI B.36.10)

No trocador de calor proposto T1, a face externa da parede composta e a face interna da parede externa do trocador são consideradas como feitas de alumínio<sup>8</sup>, com ambas as faces em contato direto com a água. Por sua vez, a face interna da parede composta do trocador T1 é a atual tubulação da seção de expansão de gás natural existente em cada uma das CA's da UTE W e que está atualmente exposta ao ar atmosférico.

Para se comprovar se as dimensões propostas são efetivas, foram testadas quatro vazões mássicas de água em função dos quatro modos operativos das CA's da UTE W e do padrão de escoamento da água na região anular do T1: sendo duas vazões com padrão de

---

<sup>8</sup> Para o cálculo da condutância global ( $UA$ ), serão consideradas as resistências térmicas ( $R$ ) individuais do alumínio e do aço-carbono, mas não será considerada a resistência térmica de contato na interface entre as paredes de alumínio e de aço-carbono. Existem vários métodos citados por INCROPERA *et al.* (2008) que minimizam essa resistência.

escoamento laminar para turbulento e duas com padrão turbulento. Por fim, foi avaliada a eficiência de troca térmica para cada vazão de água no trocador T1.

#### 4.3 – Determinação dos Coeficientes Convectivos Médios

Dadas as temperaturas, pressões e vazões mássicas do gás natural e da água (sendo que as vazões de água foram calculadas e testadas inicialmente) na entrada do trocador T1 e suas respectivas características de escoamento, foram determinados os coeficientes convectivos médios do gás natural e da água no trocador T1 para cada modo operativo das caldeiras auxiliares da UTE W.

Como o gás natural da UTE W comporta-se como um gás real, seus parâmetros termofísicos e fluidodinâmicos foram calculados em função da sua composição média, sendo o gás metano seu principal componente. Dessa forma, as principais propriedades de escoamento do gás natural foram determinadas em função dessa composição.

A pressão e a temperatura do gás natural foram determinadas através da média de uma série histórica de medições horárias realizadas na própria UTE W entre os meses de janeiro de 2012 e março de 2013, em função das diferentes cargas de vapor produzidas (mínima, média e alta) em cada uma das CA's.

A tabela 2 resume as fontes e as equações utilizadas para a determinação de cada propriedade termofísica e dos parâmetros de escoamento do gás natural (gás real) no trocador T1.

**Tabela 2 – Propriedades Termofísicas\* e Parâmetros de Escoamento do Gás Natural no T1**

<b>Propriedades Tabeladas</b>	<b>Valores Fixados</b>
- Temperatura - $T(K)$ ou $t(^{\circ}C)$	Média de série histórica medida na UTE W
- Pressão - $p$	Média de série histórica medida na UTE W
- Calor específico a pressão constante - $c_p$	Dados tabelados (GOODWIN, R. D, 1974)
- Coeficiente de condutividade - $k$	Considerando igual ao do gás metano ( $CH_4$ )
<b>Propriedades e Parâmetros Calculados</b>	<b>Equações Utilizadas</b>
- Gravidade específica - $\gamma_g$	3.1
- Peso molecular aparente - $MW_a$	3.1 (vide Tabela 1)
- Fator de compressibilidade - $z$	3.5 (a partir das equações 3.4.a a 3.4.f)
- Densidade - $\rho_g$	3.6
- Viscosidade dinâmica - $\mu_g$	3.10
- Número de Prandtl - Pr	2.8
- Número de Reynolds - $Re_d$	2.6 (para tubos)
- Fator de atrito (de Moody) - $f$	$f = (0,790 \ln Re_d - 1,64)^{-2}$ (para $3.000 < Re_d < 5.10^6$ )
- Número de Nusselt - $Nu_d$	2.12 (para $3.000 < Re_d < 5.10^6$ )
- Coeficiente convectivo médio - $h_{cd}$	2.7 com $Nu_d$ calculado pela equação 2.12

\* Vide Tabelas 1 e 2 do Apêndice B

No caso dos parâmetros da água, será considerado que ela entrará por gravidade no trocador T1 sob pressão atmosférica. Como a água é um dos fluidos mais estudados e testados

experimentalmente, suas propriedades termofísicas foram facilmente obtidas de SERTH (2007) e HOLMAN (2010).

A tabela 3 resume as fontes de dados e as equações utilizadas para a determinação dos das propriedades termofísicas e dos parâmetros de escoamento da água no trocador T1.

**Tabela 3 – Propriedades Termofísicas\* e Parâmetros de Escoamento da Água no T1**

Parâmetros Tabelados	Valores Fixados
- Temperatura - $T$ (K) ou $t$ (°C)	Dados tabelados (SERTH, R.W., 2007)
- Pressão - $p$	Pressão atmosférica
- Calor específico a pressão constante - $c_p$	Dados tabelados (SERTH, R.W., 2007)
- Coeficiente de condutibilidade - $k$	Dados tabelados (SERTH, R.W., 2007)
- Viscosidade dinâmica - $\mu_a$	Dados tabelados (SERTH, R.W., 2007)
Parâmetros Calculados	Equações Utilizadas
- Número de Prandtl, $Pr$	2.8
- Número de Reynolds, $Re_{Dh}$	2.6 (para dutos com diâmetro hidráulico $D_h$ )
- Fator de atrito (de Moody), $f$	$f = (0,790 \ln Re_{ed} - 1,64)^{-2}$ (para $3.000 < Re_{ed} < 5.10^6$ )
- Diâmetro hidráulico, $D_h$	2.13
- Número de Nusselt, $Nu_{Dh}$	2.10 (para $D_h$ e $2.300 < Re_{Dh} < 10.000$ ) <sup>1</sup> e Dados tabelados ( $Re_{Dh} < 2.300$ ) <sup>2</sup>
- Coeficiente convectivo médio, $h_c$	2.7 para $D_h$ e $2.300 < Re_{Dh} < 10.000$
- Coeficiente convectivo médio, $h_c$	2.14 (para $D_h$ e $Re_{Dh} > 10.000$ )
- Coeficiente convectivo médio, $h_c$	Tabelado para $Re_{Dh} < 2.300$

\* Vide Tabela 3 do Apêndice B

1- Equação de *Dittus & Boelter* (Winterton, R.H., 1998 in INCROPERA *et al.*, 2008 para processo de resfriamento);

2 - Referências: Incropera (2008); Kim & Webb (2005); Kays & London (1984).

Assim, os dados dos parâmetros termofísicos da água são quase todos tabelados. Porém, os parâmetros de transporte da água também foram calculados em função do modelo do trocador T1 proposto neste estudo. O coeficiente convectivo médio da água será calculado através das equações apresentadas na tabela 2.

Os dados tabelados dos parâmetros termofísicos da água obtidos estão descritos na tabela 3 do Apêndice B - Propriedades Termofísicas da Água.

#### 4.4 – Determinação dos parâmetros de desempenho do trocador T1

Para se atingir os objetivos desse estudo, foram calculados os seguintes parâmetros de desempenho do trocador T1:

- 1) e eficiência das aletas;
- 2) a efetividade da superfície aletada;
- 3) a capacitância de cada fluido ( $C_{gn}$  e  $C_{água}$ ) e a razão das capacitâncias dos fluidos nas diferentes vazões de água e de gás natural testadas;
- 4) a condutância global do trocador T1 ( $UA$ ) ou o coeficiente global e transferência de calor do trocador T1 ( $1/R_{tot}$ );



- 5 o número de unidades de transferência ( $NUT$ ) do trocador T1;
- 6) a efetividade do T1 pelo método  $\varepsilon$ - $NUT$ ;
- 7) a taxa real de transferência térmica ( $q$ ) do T1; e
- 8) a temperatura de saída da água e do gás natural (ponto 2 da Figura 12) do T1.

Abaixo a tabela 4 que resume as fontes e as equações utilizadas para a determinação de cada parâmetro de desempenho do trocador T1.

**Tabela 4 – Parâmetros de Desempenho do Trocador T1**

Parâmetros Tabelados	Valores Fixados
- Diâmetro hidráulico de cada duto aletado - $Dh$	2.13
- Eficiência de cada aleta	2.24
- Efetividade da superfície aletada	2.25
- Capacitâncias dos fluidos (água e gás natural)	Produto $\dot{m} \cdot c_p$ da equação 2.30 e 2.31
- Razão das capacitâncias dos fluidos	2º parâmetro da função 2.38; $C_{min} / C_{Max} = C_r$
- Condutância global do trocador T1	2.26
- Número de unidades de transferência do T1	2.39
- Efetividade ( $\varepsilon$ - $NUT$ ) do trocador T1	2.41a (para $C_r < 1$ )
- Taxa real de transferência de calor do T1	2.37
- Temperatura de saída dos fluidos do T1	2.27 (Água) e 2.28 (GN)

Dos parâmetros de desempenho citados e calculados acima, a temperatura de saída da água do trocador proposto é o parâmetro de maior interesse desse trabalho para se avaliar a eficiência térmica desse tipo de trocador.

#### 4.5 – Hipóteses Admitidas Para a Modelagem do Trocador T1

As seguintes considerações foram adotadas para facilitar os cálculos dos coeficientes convectivos e dos parâmetros de eficiência de cada trocador T1 das duas CA's da UTE W:

- a) O fluxo térmico no trocador T1 será unidimensional, apenas no sentido radial;
- b) Para o cálculo do coeficiente de convecção térmica,  $h$  (que depende da densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico), da água e do gás natural será considerado um coeficiente médio,  $h_e$ , para a água, e  $h_{ci}$  para o gás natural no trocador T1 - ambos serão calculados e obtidos nas respectivas seções de escoamento ao longo do trocador T1;
- c) A transferência de calor por radiação será desconsiderada nos cálculos de trocas térmicas no trocador T1. Assim, a troca térmica no gás natural dependerá apenas da troca térmica por convecção do gás natural;

- d) A água no trocador T1 é destilada ou livre de sólidos solúveis – assim, a formação de incrustações será desconsiderada;
- e) O padrão do escoamento da água no trocador T1 é uniformemente distribuído em todos os dutos aletados, ou seja, a água segue o mesmo padrão de escoamento desde a entrada até a saída do trocador T1;
- f) O regime de operação nos 4 modos de operação (vide Tabela 5) das CA's da UTE W é permanente, ou seja, as cargas de água e de GN permanecem constantes em cada modo operativo;
- g) Os calores específicos da água e do gás natural são constantes ao longo do trocador para cada modo operativo descrito na Tabela 5 (Condições Operativas das CA's da UTE W);
- h) As vazões de água e do GN no T1 também são constantes no tempo para cada modo operativo descrito na Tabela 5;
- f) A temperatura de entrada da água no T1 é de 26°C;
- g) A perda de calor de cada T1 para o ambiente é desprezível - tanto o *skid* de válvulas da UTE W quanto os trocadores T1 encontram-se perfeitamente isolados do ambiente externo, o que implica que não haverá troca térmica do *skid* de válvulas, da parede de alumínio com o isolante térmico e nem deste isolante do T1 com o ar atmosférico. Assim, o fluxo térmico inicia-se no fluxo de água passando pelo ponto 2 da figura 12;
- h) O *skid* de válvulas da UTE W foi simplificado, conforme representado na figura 11. Assim, a temperatura de entrada do GN no T1 será considerada a mesma temperatura medida no medidor de temperatura do GN (TT da Figura 11), que expressa a temperatura real e instantânea do GN dentro da tubulação;
- i) Não serão consideradas as 4 curvaturas de cada T1 (baseado no desenho reduzido do desenho original – Figura 12), ou seja, para simplificar os cálculos da taxa de troca térmica, seu formato será como se tal trocador fosse apenas uma grande tubulação horizontal de tubos concêntricos;

- j) A resistência térmica de contato entre as interfaces de alumínio com o aço-carbono é desprezível, considerando também que haverá uma graxa térmica<sup>9</sup> específica para diminuir a resistência térmica de contato ou aumentar a condutividade térmica nesta interface;
- k) As superfícies de contato das tubulações com os fluidos (alumínio com a água e aço-carbono com o gás natural) são lisas;
- l) Não há incrustações salinas e nem oxidativas na parede de contato do alumínio com a água e nem na parede de aço-carbono com o gás natural.

#### 4.6 – Levantamento Local dos Parâmetros Operativos, Climáticos e de Escoamento de GN nas CA's da UTE W

Os parâmetros operativos das CA's, levantados na UTE W, estão resumidos na tabela 5. Nela, estão demonstradas as três condições de carga mais comuns (mínima ou baixa – 50%, média – 75% e alta – 90%) verificadas nas CA's da UTE W, conforme levantado no ano de 2012 e início de 2013. Dependendo da carga, foram definidos os quatro modos operativos: modos operativos 1, 2 e 3, quando apenas uma CA está operando, e o modo operativo 4, quando as duas CA's estão operando simultaneamente.

**Tabela 5: Condições Operativas Atuais (Cargas Mínima, Média e Máxima) das CA's da UTE W**

Modos Operativos	Carga	Vazão Mássica' (em ton/h) de GN em Cada Tubulação Interna do T1**	Vazão Volumétrica' (em m <sup>3</sup> /h) de GN em Cada Tubulação Interna do T1**	Pressão' (em kgf/cm <sup>2</sup> ) do GN em Cada Tubulação Interna do T1**	Velocidade*** (em m/s) do GN em Cada Tubulação Interna do T1**	Temperatura' (em °C) do GN em cada Tubulação Interna do T1				
						Min <sup>1</sup>	Md Min <sup>2</sup>	Média <sup>2</sup>	Md Max <sup>2</sup>	Max <sup>1</sup>
						14° <sup>3</sup>	18° <sup>3</sup>	27° <sup>3</sup>	37° <sup>3</sup>	40° <sup>3</sup>
1) Apenas 1 CA	Alta (+90%)	13	5.595	2,95	16,84	N.D.	-0,5°	7°	N.D.	N.D.
2) Apenas 1 CA	Média (75%)	10	4.247	3,00	12,78	-1°	1°	8°	18°	19°
3) Apenas 1 CA	Mínima (50%)	7	2.945	3,05	8,86	-2°	1,5°	9° a 10°	20°	21°
4) As 2 CA's**	Mínima (50%): 2 CA's	14	5.890	3,05	8,86	-2°	1,5°	9° a 10°	20°	21°

\* Valores médios baseados em dados operacionais medidos entre Jan/2012 e Mar 2013 na UTE W;

\*\* No modo operacional 2), cada parâmetro é a soma do T1A e do T1B em operação simultânea, considerando 50% de carga em cada CA;

\*\*\* Valores<sup>10</sup> mínimos, médios e máximos baseados em dados operacionais da UTE W, medidos entre Jan/2012 e Mar 2013 (com potência do TGG acima de 130 MW) e dados atmosféricos locais medidos em 2007 e 2008.

1- Dados críticos medidos localmente (vide Apêndice D);

2- Dados médios medidos e levantados em estação meteorológica próxima à UTE W (CETESB, 2011);

3- Temperaturas do ar atmosférico medidas em estação local de janeiro de 2007 a dezembro de 2008.

<sup>9</sup> Nesse estudo, a resistência de contato existente na interface alumínio/aço-carbono do T1 pode ser dirimida com o uso de graxa térmica de contato com condutividade térmica elevada. (INCROPERA *et. al.*, 2008)

<sup>10</sup> Nas condições atuais, os valores de temperaturas mínima, média e máxima do gás natural escoando dentro da tubulação dependem, além da temperatura ambiente, da pressão e vazão do GN na tubulação, da radiação solar direta, da radiação dos equipamentos vizinhos, da umidade relativa, da velocidade e direção do vento etc.

Para cada modo de operação e de carga de vapor das CA's, foram determinadas as vazões (mássica e volumétrica), as pressões de trabalho, as velocidades e as temperaturas médias do gás natural, em função das condições críticas (mínima e máxima) de temperatura do ar atmosférico no entorno da UTE W. As temperaturas críticas (14°C e 40°C) foram levantadas localmente entre os anos de 2007-2008, desprezando os valores de ponta (Vide Apêndice D) e as temperaturas médias (média-mínima de 18°C, média-média de 27°C e média-máxima de 37°C) foram baseadas em dados medidos e levantados entre os anos de 2005 a 2009.

## 5) RESULTADOS E PROPOSIÇÕES

Os resultados dos cálculos dos parâmetros de desempenho do trocador de calor T1, previstos no item 4.4, estão representados nas tabelas do Apêndice C, exceto as temperaturas de saída dos fluidos do trocador T1, que estão apresentadas nas tabelas 6 e 7, respectivamente. Nestas tabelas, estão demonstrados os resultados dos cálculos das temperaturas de saída da água e do gás natural do T1 para cada um dos quatro modos operativos das CA's da UTE W.

### 5.1 Resultados dos Cálculos das Temperaturas de Saída da Água e do GN do Trocador T1

Conforme as condições operativas contidas na tabela 5, o limite de temperatura do gás natural medido na UTE W varia de -2°C a 21°C a partir do medidor de temperatura do *skid* de válvulas das tubulações de GN das duas CA's. De acordo com os gráficos do Apêndice A, esse limite de valores varia na mesma intensidade e direção (mesma amplitude térmica) da variação de temperatura do ar atmosférico local.

Os valores mínimos e máximos das temperaturas medidas do gás natural contidos na tabela 5 foram desconsiderados (retirando-se a primeira e a última coluna de temperatura do GN da Tabela 5), pois a frequência de dias de ocorrência dessas temperaturas não ultrapassa a 10 dias por ano, conforme dados de temperatura do gás natural medidos na própria UTE W entre janeiro de 2012 e março de 2013.

Portanto, foram calculadas as temperaturas de saída da água e do gás natural do trocador T1 em função das temperaturas médias do gás natural medidas no *skid* de válvulas em cada modo operativo. Neste estudo, as temperaturas medidas no *skid* de válvulas das CA's foram consideradas como as temperaturas da entrada do gás natural no trocador T1<sup>11</sup>. Por sua vez, a temperatura de entrada de água no T1 foi estipulada como sendo de 26°C, pois essa é a temperatura média da água que sai da estação de tratamento que abastece a UTE W.

Em função de cada modo operativo das CA's da UTE W e em função das quatro vazões testadas para a água no T1, as temperaturas de saída da água (no ponto 1 da Figura 12) e do gás natural (no ponto 2 da Figura 12) do trocador T1 estão apresentadas nas Tabelas 6 e 7, respectivamente.

---

<sup>11</sup> Essa consideração é válida na prática, conforme está evidenciado na Figura 13 – nela, percebe-se que a temperatura medida do GN no TT do *skid* de válvulas (Figura 11) varia muito pouco no caminho percorrido entre o medidor de temperatura e a entrada do T1, pois é justamente após o difusor que aparece na Figura 13 que o gás natural atinge seu último estágio de expansão no *skid* de válvulas das CA's da UTE W, onde sua temperatura permanece muito baixa, bastante o suficiente para entrar no trocador T1 muito próximo da temperatura medida no *skid* de válvulas..

**Tabela 6: Temperaturas de Saída da Água do Trocador T1**

Modos Oper. x Temp. GN x Vazão Água (1,752 kg/s)*	Temp. de Saída da Água	Modos Oper. x Temp. GN x Vazão Água (2,336 kg/s)*	Temp. de Saída da Água	Modos Oper. x Temp. GN x Vazão Água (7,3 kg/s)*	Temp. de Saída da Água	Modos Oper. x Temp. GN x Vel. Água (14,6 kg/s)*	Temp. de Saída da Água
<b>Carga Baixa</b>		<b>Carga Baixa</b>		<b>Carga Baixa</b>		<b>Carga Baixa</b>	
0°C	20,85	0°C	23,67	0°C	25,18	0°C	25,59
7°C	22,23	7°C	24,33	7°C	25,19	7°C	25,60
10°C	22,82	10°C	24,60	10°C	25,20	10°C	25,60
20°C	24,80	20°C	25,49	20°C	25,22	20°C	25,61
<b>Carga Média</b>		<b>Carga Média</b>		<b>Carga Média</b>		<b>Carga Média</b>	
0°C	20,89	0°C	22,74	0°C	24,80	0°C	25,40
7°C	22,25	7°C	23,64	7°C	24,82	7°C	25,41
10°C	22,83	10°C	24,03	10°C	24,84	10°C	25,42
20°C	25,05	20°C	25,28	20°C	24,87	20°C	25,44
<b>Carga Alta</b>		<b>Carga Alta</b>		<b>Carga Alta</b>		<b>Carga Alta</b>	
0°C	21,19	0°C	22,05	0°C	24,52	0°C	25,26
7°C	22,48	7°C	23,17	7°C	24,55	7°C	25,27
10°C	23,03	10°C	23,64	10°C	24,57	10°C	25,28
20°C	24,88	20°C	25,14	20°C	24,61	20°C	25,30

\* Em todos os modos operativos, em quaisquer cargas consideradas, a temp. do GN é medida no *skid* de válvulas da UTE W e neste estudo é considerada como igual à temperatura de entrada do GN no T1.

Conforme os resultados das temperaturas de saída da água do trocador T1, demonstrados na Tabela 6, conclui-se que o trocador T1 apresenta o melhor desempenho na condição de vazão mássica de água de 1,752 kg/s, no modo operativo de carga baixa ou mínima, com o gás natural entrando a 0°C no T1. Aparentemente, em todas os demais modos operativos, o trocador de calor T1 proposto não apresenta bom desempenho, pois a variação de temperatura da água fica abaixo de 4°C em todas as outras combinações consideradas de modo operativo-temperatura de entrada do gás natural-vazão de água - embora este estudo tenha considerado, no máximo, um único repasse de água pelo T1.

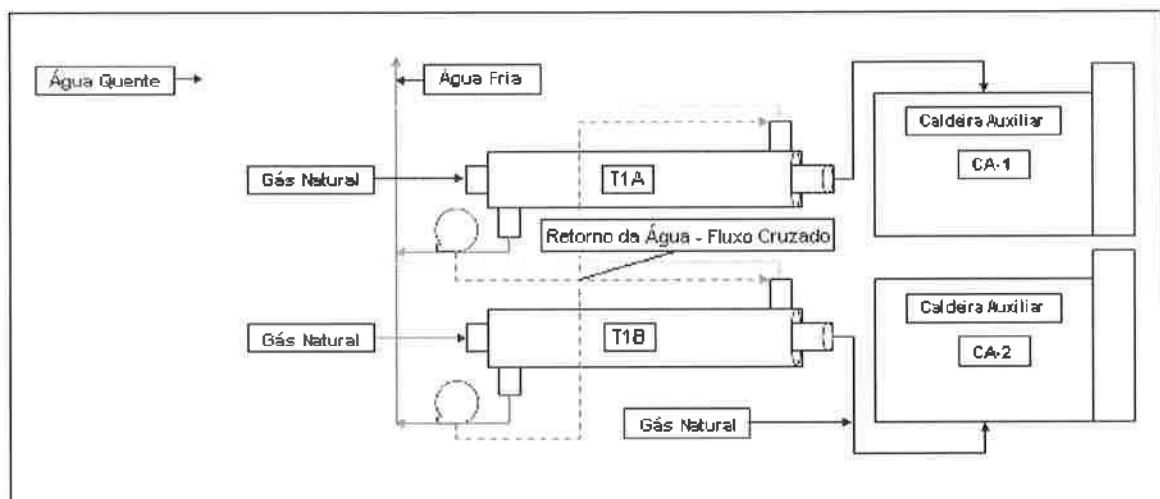
**Tabela 7: Temperaturas de Saída do Gás Natural do Trocador T1**

Modos Oper. x Temp. GN x Vazão Água (1,752 kg/s)*	Temp. de Saída do GN	Modos Oper. x Temp. GN x Vazão Água (2,336 kg/s)*	Temp. de Saída do GN	Modos Oper. x Temp. GN x Vazão Água (7,3 kg/s)*	Temp. de Saída do GN	Modos Oper. x Temp. GN x Vazão Água (14,6 kg/s)*	Temp. de Saída do GN
<b>Carga Baixa</b>		<b>Carga Baixa</b>		<b>Carga Baixa</b>		<b>Carga Baixa</b>	
0°C	8,57	0°C	5,16	0°C	5,65	0°C	5,64
7°C	13,40	7°C	10,78	7°C	12,64	7°C	12,64
10°C	15,45	10°C	13,19	10°C	15,65	10°C	15,65
20°C	22,10	20°C	21,20	20°C	25,66	20°C	25,65
<b>Carga Média</b>		<b>Carga Média</b>		<b>Carga Média</b>		<b>Carga Média</b>	
0°C	5,98	0°C	5,08	0°C	5,83	0°C	5,82
7°C	11,51	7°C	10,77	7°C	12,85	7°C	12,88
10°C	13,85	10°C	13,18	10°C	15,86	10°C	15,65
20°C	21,20	20°C	21,20	20°C	25,88	20°C	25,87
<b>Carga Alta</b>		<b>Carga Alta</b>		<b>Carga Alta</b>		<b>Carga Alta</b>	
0°C	4,34	0°C	4,74	0°C	5,56	0°C	5,54
7°C	10,26	7°C	10,49	7°C	12,57	7°C	12,56
10°C	12,78	10°C	12,94	10°C	15,58	10°C	15,57
20°C	21,08	20°C	21,13	20°C	25,60	20°C	25,59

\* Em todos os modos operativos e em todas as cargas consideradas, a temp. do GN é a medida no *skid* de válvulas da UTE W e neste estudo é considerada igual à temperatura de entrada do GN no T1.

Por sua vez, a temperatura de saída do gás natural que apresentou a maior variação de temperatura entre todas as demais correlações dos modos operativos e vazão de água foi justamente no modo de carga baixa e vazão de água de 1,752 kg/s.

Como no modo operativo 4 (vide Tabela 5) as duas CA's da UTE W operam ao mesmo tempo, com 50% da carga (carga mínima ou baixa), o retorno da água pode ocorrer antes que a água saia definitivamente dos trocadores T1A e T1B e seja utilizada em outras aplicações. Dessa forma, o retorno pode acontecer em um fluxo cruzado entre o o trocador T1A e o T1B e vice-versa. Esse fluxo está demonstrado na figura 16.



**Figura 16 - Fluxo Cruzado da Corrente de Água no Trocador T1 no Modo Operacional 4**

Considerando-se que haverá um repasse ou retorno da corrente de água em fluxo cruzado T1A e T1B no modo operativo 4, as temperaturas de saída da água em cada um dos trocadores T1A e T1B, em função das três cargas de gás natural das CA's da UTE W, estão demonstrados na tabela 8.

Nesse eventual repasse da água no trocador T1, no modo de fluxo cruzado demonstrado na figura 16 e de acordo com os dados de temperatura de saída da água do T1A e T1B expressos na tabela 8, a troca térmica seria ainda mais eficiente do que no caso do trocador T1 com apenas uma passagem de água. Conforme os dados de temperatura de saída de água demonstrados na tabela 8, no modo operativo com as duas CA's operando e havendo um repasse de água, essa eficiência pode ser verificada mesmo para o gás natural a 10°C, quando a temperatura da água chegaria próxima de 20°C na saída de cada T1.

**Tabela 8: Dados no Modo Proposto de Fluxo Cruzado da Água Entre o T1A e T1B**

<b>Modo Proposto: Fluxo Cruzado da Água Entre os Trocadores T1A e T1B, no Modo de Operação Simultânea das 2 CA's da UTE W</b>	
<b>Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão Água nos 2 Trocadores (2 x 1,752 kg/s)</b>	<b>Temperatura de Saída da Água de Cada Trocador (<math>t_{sa}</math>)</b>
Carga Baixa: GN a 0°C = 273,15K	15,70
a 7°C = 280K	18,46
a 10°C = 284K	19,64
a 20°C = 293K	23,60
Carga Média: GN a 0°C = 273,15K	15,79
a 7°C = 280K	18,49
a 10°C = 284K	19,66
a 20°C = 293K	24,10
Carga Alta: GN a 0°C = 273,15K	16,39
a 7°C = 280K	18,96
a 10°C = 284K	20,07
a 20°C = 293K	23,77

\* Considerando constantes as propriedades da água a 26°C da 1ª passagem.

Assim, baseado-se nos cálculos do trocador proposto neste trabalho, pode-se afirmar que o trocador de calor T1 é capaz de resfriar a água em mais de 5°C, numa única passagem da água por esse trocador, na vazão de 1,752 kg/s de água, caso sua temperatura inicial fosse de 26°C e a temperatura do gás natural permanecesse em 0°C (Tabela 6).

Assim, com o repasse simultâneo da água em cada um dos trocadores T1A e T1B, ao cruzar suas saídas na entrada do outro (vide figura 16), seria possível resfriar a água em mais de 10°C, quando a temperatura do gás natural estivesse a 0°C, conforme demonstrado na tabela 8. Neste caso, a vazão da água seria dobrada, passando de 1,752 kg/s, em cada trocador T1, para 3,504 kg/s, nos dois trocadores.

Portanto, o trocador de calor T1 proposto neste estudo é capaz de resfriar mais de 6 toneladas de água por hora, com o trocador T1 operando no modo sem repasse, ou mais de 12 toneladas de água por hora, com ambos os trocadores operando com um repasse cruzado de água.

## 5.2 Proposições

Os cálculos de troca térmica do trocador de calor proposto neste trabalho levaram apenas em consideração o estado atual operativo das duas caldeiras auxiliares da UTE W e de sua troca térmica natural entre o *skid* de válvulas e o ar atmosférico local.



Caso o *skid* de válvulas fosse isolado da influência térmica do ambiente externo local, é possível supor que a temperatura do gás natural permaneceria mais próxima das temperaturas mínimas medidas nesse *skid*, ou seja, permaneceria em torno de 0°C.

Assim, se o trocador T1 proposto operasse com os dois *skids* de válvulas também isolados do ambiente externo, sua eficiência poderia aumentar em todos os modos operativos das CA's da UTE W, principalmente no caso de repasse da água no T1, conforme demonstrado na tabela 8.

Com os resultados encontrados, o trocador T1 proposto deve operar com o *skid* de válvulas da UTE W também isolado da influência das condições climáticas e atmosféricas do seu entorno. Assim, o trocador T1 seria capaz de resfriar um volume de água suficiente para ser utilizado e testado com outros sistemas de troca térmica.

## 6) REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

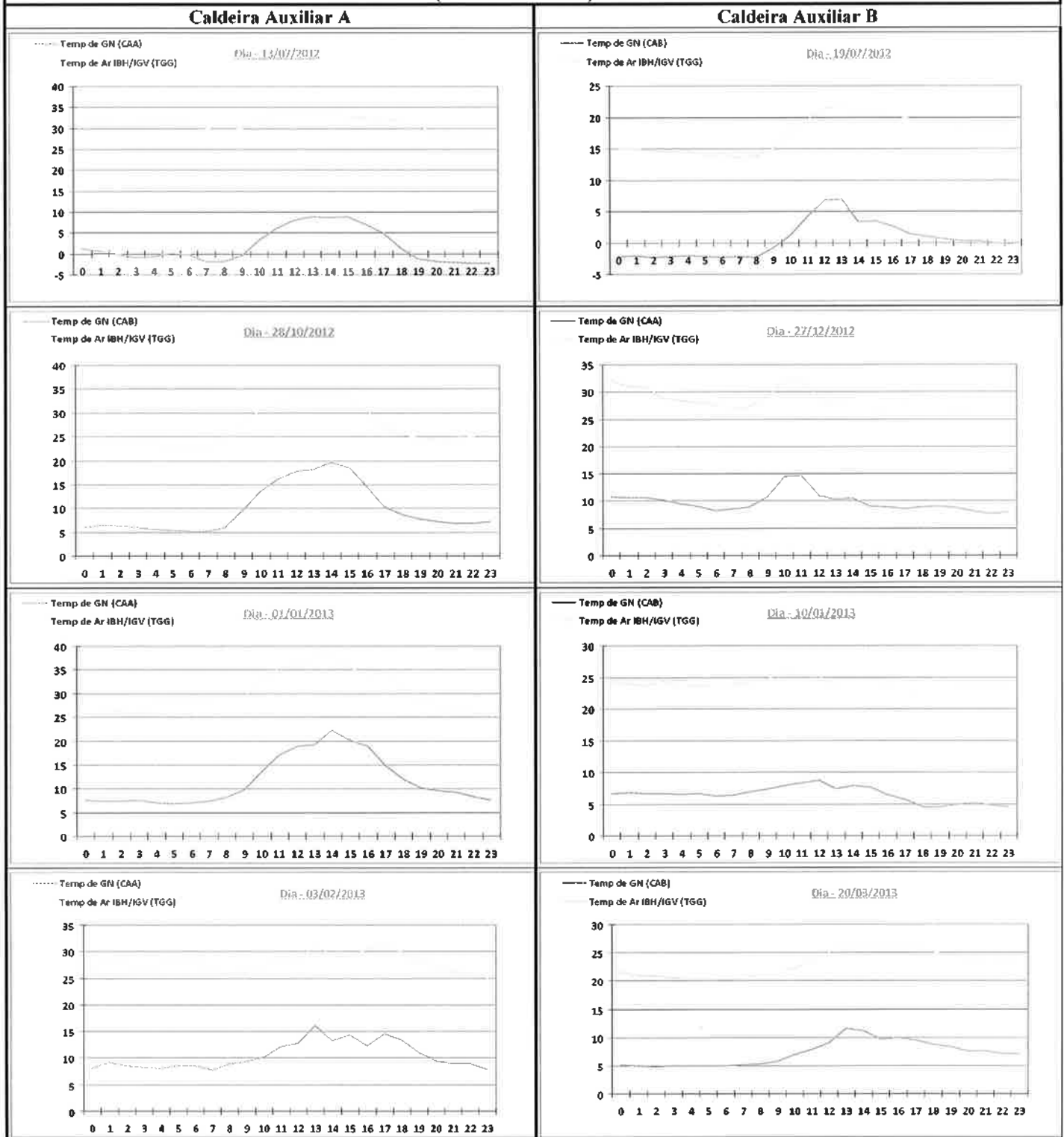
- ANP – AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO** - Resolução nº 16 de 17 de junho de 2008.
- ANSI – AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE.** American national standard code for seamless pipe sizes: wall thickness. ANSI B.36.10
- ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS.** Fundamentals Handbook, I-P Edition, Atlanta, 2009.
- ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS.** Refrigeration, I-P Edition, Atlanta, 2010.
- BEJAN, Adrian.** Convection heat transfer. John Wiley & Sons, Inc., 3<sup>rd</sup> Ed., Hoboken, 2004
- BORGNAKKE, Claus & SONNTAG, Richard E.** Fundamentals of thermodynamics. John Wiley & Sons, Inc. 7th Ed., Michigan, MA, 2009
- BORGES, Pedro R.** Propriedades termodinâmicas do gás natural (publicação autorizada pela PETROBRAS/Gerência Executiva de Abastecimento-Logística: Documento AB-LO 08/2009 de 29.09.2009), Março/2003, 77 p.
- CETESB – COMPANHIA AMBIENTAL DO ESTADO DE SÃO PAULO.** Sistema de Informação da Qualidade do Ar (Relatório de Valores Diários). Disponível online em <http://www.cetesb.sp.gov.br> – Acessado em 06.11.2011.
- GASNER.** Gás natural. (Disponível *online* em <http://www.gasner.com.br> - Acessado em 13.05.2012).
- GOODWIN, Robert D.** The thermophysical properties of methane, from 90 to 500 k at pressures to 700 bar (National Bureau of Standards – Technical Note 653 – U.S. Department of Commerce) – reprinted by University of Michigan Library, Boulder, 2012
- GUO, Boyun & GHALAMBOR, Ali.** Natural gas engineering handbook. Gulf Publishing Company, Houston, 2005.
- HOLMAN, Jack Philip.** Heat transfer. McGraw-Hill Higher Education. 10<sup>th</sup> Edition, New York, 2010.
- IBRAHIM, Thamir K.; RAHMAN, M.M. and ABDALLA, Ahmed N.** Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: a technical review. International Journal of Physical Sciences. Vol. 6(4), pp. 620-627, Feb, 2011 (Disponível *online* em <http://www.academicjournals.org/IJPS> - Acessado em 25.10.2011).

- INCROPERA, Frank. P; DE WITT. David. [et al]. Fundamentos de transferência de calor e de massa.** (tradução e revisão técnica: Eduardo Mach Queiroz e Fernando Luiz Pellegrini Pessoa), 6ª Ed., Rio de Janeiro, LTC, 2008.
- JONES, W.P. Engenharia de ar condicionado.** (traduzido por: Alcir de Faro Orlando). Rio de Janeiro, Ed. Campus, 1983.
- KAYS, William M. & LONDON, Alexander L. Compact heat exchangers.** 3<sup>rd</sup> Ed. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1984.
- KELKAR, Mohan. Natural gas production engineering.** Penn Well Corp., Tulsa, 2008.
- KERN, Donald Q. Process heat transfer.** McGraw-Hill Book Company, New York, 1950.
- KERN, Donald Q. & KRAUS, Allan D. Extended surface heat transfer.** McGraw-Hill, Inc., New York, 1972.
- KRAUS, Allan D.; AZIZ, Abdul and VELTY, James. Extended surfaces heat transfer.** New York, John Wiley & Sons, 2001.
- MME - MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERGIA: Portaria 43,** de 25 de Fevereiro de 2000.
- NATERER, Greg F. Heat transfer in single and multiphase systems.** CRC Press, Boca Raton, 2003.
- ÖZISIK, M. Necati. Heat conduction.** John Wiley & Sons. 2<sup>nd</sup> Ed. New York, 1993.
- ROHSENOW, Warren M. HARTNETT, James P. & GANIC', Ejup N. (Editors). Handbook of heat transfer applications.** 2<sup>nd</sup> Ed. McGraw-Hill, Inc., 1985, - Chapter 4 by **SHAH, R.K. & MUELLER, A.C. Heat exchangers.** p.4.1-4.312
- SCHMIDT, Th. E. Heat transfer calculations for extended surfaces.** Journal of ASRE, April, 1949, p. 351-357
- SERTH, Robert W. Process heat transfer: principles and applications.** 1<sup>st</sup> Ed., Elsevier Academic Press, Burlington, MA, 2007.
- STOECKER, Wilbert F. & JONES, Jerold W. Refrigeração e ar condicionado.** (traduzido por José M.S. Jabardo *et al.*). São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- WEBB, Ralph L. & KIM, Nae-Hyun. Principles of enhanced heat transfer.** 2<sup>nd</sup> Ed., Taylor & Francis Group, New York, 2005

**APÊNDICE A**

**COMPARATIVOS DA AMPLITUDE TÉRMICA DO GÁS NATURAL  
 COM A AMPLITUDE TÉRMICA DO AR NA UTE W**

**Comparativo das Amplitudes Térmicas do GN (linha azul) nas CA-A e CA-B em Relação à Amplitude Térmica do Ar Atmosférico (linha vermelha) na Entrada do TGG da UTE W**



**APÊNDICE B**

**PROPRIEDADES DO GÁS NATURAL E DA ÁGUA**

TABELA 1 - CÁLCULO DA PROPRIEDADES PSEUDOCRÍTICAS DO GÁS NATURAL							
MixingRule.xls* GN UTE- W							
This spreadsheet calculates gas apparent molecular weight, specific gravity, pseudo-critical pressure, and pseudo-critical temperature.							
Compound	y <sub>i</sub>	MW <sub>i</sub>	y <sub>i</sub> MW <sub>i</sub>	p <sub>ci</sub> (kgf/cm <sup>2</sup> )	y <sub>i</sub> p <sub>ci</sub> (kgf/cm <sup>2</sup> )	T <sub>ci</sub> (°C)	y <sub>i</sub> T <sub>ci</sub> (°C)
C <sub>1</sub>	0,8750	16,04	14,04	44,32	38,78	275,20	240,80
C <sub>2</sub>	0,0679	30,07	1,74	46,69	2,70	440,00	25,48
C <sub>3</sub>	0,0188	44,10	0,83	40,70	0,77	532,80	10,02
i-C <sub>4</sub>	0,0086	58,12	0,50	34,90	0,30	586,40	5,04
n-C <sub>4</sub>	0,0000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
i-C <sub>5</sub>	0,0000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
n-C <sub>5</sub>	0,0000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
C <sub>6</sub>	0,0000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
C <sub>7+</sub>	0,0000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
N <sub>2</sub>	0,0060	28,02	0,17	14,94	0,09	393,60	2,36
CO <sub>2</sub>	0,0144	44,01	0,63	70,67	1,02	438,40	6,31
H <sub>2</sub> S	0,0196	34,08	0,67	44,28	0,87	1044,80	20,48
	1,000	MW <sub>a</sub> =	18,57	p <sub>pc</sub> =	45	T <sub>pc</sub> =	310
		γ <sub>g</sub> =	0,64				

Fonte: Dados de Composição do GN da UTE W Calculadas no Mixing Rule (GUO & GHALAMBOR, 2005)

TABELA 2 - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO GÁS NATURAL UTILIZADAS PARA o T1 *							
Temp <sup>1</sup> (°C)	Pressão <sup>1</sup> (Kgf/cm <sup>2</sup> )	Calor Espec. (c <sub>p</sub> ) (kJ/kg.°C)	Densidade <sup>4</sup> (ρ) (kg/m <sup>3</sup> )	Fator-z de Compressib. <sup>4</sup> (adimensional)	Coef. Condu. <sup>5</sup> (k) W/(m.K)	Viscos Dinâmica <sup>6</sup> (μ) - μ.10 <sup>-3</sup> (N.s/m <sup>2</sup> = Pa.s)	Coef. Conv. (h <sub>ci</sub> ) <sup>7</sup> (W/m <sup>2</sup> .K)
0	3,05	2,1945137 <sup>2</sup>	2,4659968	0,99257967	0,032	0,008242606	74,51
7	3,05	2,2076059 <sup>2a</sup>	2,4029205	0,99316888	0,032	0,008503105	72,94
10	3,05	2,2119700 <sup>2</sup>	2,3768917	0,99340125	0,032	0,008615400	72,43
20	3,05	2,2319202 <sup>2</sup>	2,2941600	0,99409801	0,032	0,008992167	70,56
0	3,00	2,2 <sup>3</sup>	2,4252600	0,99270812	0,032	0,008239606	111,38
7	3,00	2,2 <sup>3</sup>	2,3632501	0,99328712	0,032	0,008500236	108,79
10	3,00	2,2 <sup>3</sup>	2,3376607	0,99351544	0,032	0,008612587	107,72
20	3,00	2,2 <sup>3</sup>	2,2563225	0,99419992	0,032	0,008989541	104,27
0	2,95	2,2 <sup>3</sup>	2,3845341	0,99283643	0,032	0,008236606	137,76
7	2,95	2,2 <sup>3</sup>	2,3235895	0,99340523	0,032	0,008497367	134,56
10	2,95	2,2 <sup>3</sup>	2,2984390	0,99362950	0,032	0,008609775	133,22
20	2,95	2,2 <sup>3</sup>	2,2184930	0,99430173	0,032	0,008986916	128,96

\* Fonte: Dados plotados ou calculados, baseado nas propriedades pseudocríticas da composição média do GN utilizado na UTE W, cujos valores foram extraídos do Memorial de Cálculo que foi utilizado para todos os cálculos do presente estudo.

1 – Dados medidos na UTE W;

2 – Dados extraídos de GOODWIN, Robert D. (1974) e 2<sup>a</sup> (a 7°C) foi obtido por interpolação dos valores para o gás metano, a pressão constante de 3 bar ≅ 3,05 kgf/cm<sup>2</sup>;

3 – Valor extraído ASHRAE (2009) – Fundamentals – referente ao calor específico a pressão constante (c<sub>p</sub>) do gás metano (a 1 atm e 10°C), aproximado para o GN para as pressões de 3,00 e 2,95 kgf/cm<sup>2</sup>;

4 – Dados de densidade e de compressibilidade (fator-z) calculados, baseado na correlação de Brill and Beggs (1974) in GUO, B. & GHALAMBOR, A. (2005);

5 – Valor extraído ASHRAE (2009) – Fundamentals – referente ao k do gás metano (a 1atm e 10°C);

6 – Dados de viscosidade dinâmica μ do GN calculados, baseado na correlação de Carr, Kobayashi & Burrows (1954) in GUO, B. & GHALAMBOR, A. (2005);

7 – Dados calculados do coeficiente convectivo h<sub>ci</sub> do GN, no interior do tubo interno do T1.

**TABELA 3 - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA ÁGUA LÍQUIDA**

Temp (°C)	Temp (K)	Densidade ( $\rho$ ) kg/m <sup>3</sup>	Calor Espec. ( $c_p$ ) kJ/kg.°C	Condut. ( $k$ ) W/(m.K)	Convect. ( $h$ ) Vaporização	Viscos. Dinâmica ( $\mu$ ) $\mu \cdot 10^{-4}$ (N.s/m <sup>2</sup> = Pa.s)	Nº de Prandtl ( $Pr$ )
0	273,15	999,9	4,226	0,5690	2502	17,94	13,7
5	278	1000	4,206	0,5715	2500	15,35	11,4
10	283	999,7	4,195	0,5780	2491	12,96	9,5
15	288	999,1	4,187	0,5860	2479	11,36	8,1
20	293	998,2	4,182	0,5940	2467	9,93	7
25	298	997,1	4,178	0,6095	2455	8,806	6,1
26	299	≈ 997	≈ 4,178	0,6130	2438	≈ 8,6*	≈ 6,1
30	303	995,7	4,176	0,6165	2432	7,924	5,4

Fonte: Dados extraídos de SERTH, R. W. (2007), \* exceto para a viscosidade da água a 26°C, cujo valor foi aprox. da  $\mu$  da água a 26,67 °C – este valor foi extraído de HOLMAN, J.P. (2010).

**APÊNDICE C**

**RESULTADOS DOS CÁLCULOS DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO TROCADOR T1**

**Tabela 1C - Eficiência das Aletas (de Cada Aleta e da Superfície Aletada do Trocador T1 Para Cada Nível de Velocidade e Vazão Mássica da Água na Região Anular**

Velocidade Média (m/s)	Vazão Mássica (kg/s)	Diâmetro Hidráulico - $D_h$ (m)	Coef. Conv. Médio ( $h_e$ )* (W/m <sup>2</sup> .K)	Eficiência de Cada Aleta**	Eficiência Global da Superfície Aletada***
0,06	1,752	0,035379	569,18208	0,618	0,7512
0,08	2,336	0,035379	716,47692	0,196	0,4760
0,25	7,3	0,035379	1.270,68495	11,171	7,6308
0,50	14,6	0,035379	2.212,39100	0,859	0,9081

\* Dados calculados do coeficiente convectivo  $h_e$  da água no interior dos dutos anulares do T1, conforme tabela 3 do item 4.3;

\*\* Cálculo da eficiência de cada aleta da Figura 15, baseado em Schmidt, Th. E. (1949), cuja área superficial aletada é de 28,186 m<sup>2</sup>;

\*\*\* A área total da superfície da seção aletada é de 43,238 m<sup>2</sup>.

**Tabela 2C - Capacitâncias do Fluidos do Trocador de Calor T1 - Considerando em 15°C (= 288K) a Temperatura Média da Água (ver ASHRAE, 2009; INCROPERA, 2008; e KAYS & LONDON, 1984**

Velocidade da Água - $v_a$ (m/s) a 26°C ≈ 300K	Vazão Mássica da Água $m_a = \rho v_a A_a$ * (kg/s)	Capacitância Térmica da Água: $C_a = m_a c_{pa}$ (W/K)	Velocidade do Gás Natural $v_{gn}$ (m/s)	Pressão Fixa do Gás Natural a Diferentes Temperaturas	Vazão Mássica do Gás Natural** $m_{gn} = \rho v_{gn} A_{gn}$ *** (kg/s)	Capacitância Térmica do Gás Natural $C_{gn} = m_{gn} c_{pgn}$ **** (W/K)
0,06 0,08 0,25 0,50	1,752 2,336 7,3 14,6	7368,91 9799,52 30565,10 61130,20	8,86	3,05 kgf/cm <sup>2</sup>	2,02 1,97 1,94 1,88	4426,64 4339,14 4300,63 4188,37
				a 0°C = 273,15K		
				a 7°C = 280K		
				a 10°C = 284K		
			12,78	3,00 kgf/cm <sup>2</sup>	2,86 2,79 2,76 2,66	6293,73 6132,81 6066,40 5855,32
				a 0°C = 273,15K		
				a 7°C = 280K		
				a 10°C = 284K		
			16,84	2,95 kgf/cm <sup>2</sup>	3,71 3,61 3,57 3,45	8152,01 7943,66 7857,68 7584,36
				a 0°C = 273,15K		
				a 7°C = 280K		
				a 10°C = 284K		
16,84	2,95 kgf/cm <sup>2</sup>	3,45	7584,36			
				a 20°C = 293K		

\*  $A_a$  = Área da seção transversal total da região anular ou área total dos 40 dutos aletados;

\*\* Considerando a densidade do GN calculada com base no modelo de Brill-Beggs-Z utilizado no cálculo do fator de compressibilidade do GN;

\*\*\*  $A_{gn}$  = Área da seção transversal da tubulação interna de gás natural do T1;

\*\*\*\* Considerando o calor específico,  $c_{pgn}$ , tabelado para pressão de 3,05 kgf/cm<sup>2</sup> e igual a 2,2 kJ/kg.K para os níveis operacionais de pressão de 2,95 e 3,00 kJ/kg.K e temperaturas a 0°C, 7°C, 10°C e 20 °

Velocidade do Gás Natural $v_{gn}$ (m/s)	Pressão Fixa a Diferentes Temperaturas do Gás Natural	Razão da Tx. de Cap. Térmica: $c_r = C_{min}/C_{max} = C_{gn}/C_a$ (H <sub>2</sub> O a 1,752 kg/s de vazão)	Razão da Tx. de Cap. Térmica: $c_r = C_{min}/C_{max} = C_{gn}/C_a$ (H <sub>2</sub> O a 2,336 kg/s de vazão)	Razão da Tx. de Cap. Térmica: $c_r = C_{min}/C_{max} = C_{gn}/C_a$ (H <sub>2</sub> O a 7,3 kg/s de vazão)	Razão da Tx. de Cap. Térmica: $c_r = C_{min}/C_{max} = C_{gn}/C_a$ (H <sub>2</sub> O a 14,6 kg/s de vazão)
8,86	3,05 kgf/cm <sup>2</sup> a 0°C = 273,15K	0,600717909	0,45171982	0,144826531	0,072413266
	a 7°C = 280K	0,588844647	0,442791523	0,141964017	0,070982009
	a 10°C = 284K	0,583617646	0,438860993	0,140703844	0,070351922
	a 20°C = 293K	0,568384391	0,427406093	0,137031273	0,068515636
12,78	3,00 kgf/cm <sup>2</sup> a 0°C = 273,15K	0,854091768	0,642248506	0,205912203	0,102956102
	a 7°C = 280K	0,832254058	0,625827277	0,20064737	0,100323685
	a 10°C = 284K	0,82324235	0,619050773	0,198474745	0,099237373
	a 20°C = 293K	0,794597902	0,597511104	0,191568881	0,095784441
16,84	2,95 kgf/cm <sup>2</sup> a 0°C = 273,15K	0,903938147	0,831878408	0,266709715	0,133354857
	a 7°C = 280K	0,927647203	0,810617037	0,259893076	0,129946538
	a 10°C = 284K	0,937797944	0,801842904	0,257079989	0,128539995
	a 20°C = 293K	0,971592556	0,773952644	0,248138053	0,124069027
		$c_r = C_a/C_{gn}$			

Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão Água (1,752 kg/s)	Condutâncias Globais (UA)	Número de Unidades de Transferência: $NUT = UA/C_{min}$	Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão Água (2,336 kg/s)	Condutâncias Globais (UA)	Número de Unidades de Transferência: $NUT = UA/C_{min}$
<b>Carga Baixa</b>			<b>Carga Baixa</b>		
a 0°C = 273,15K	1042,84	0,235582676	a 0°C = 273,15K	1028,13	0,232260339
a 7°C = 280K	1022,25	0,23558766	a 7°C = 280K	1008,11	0,232329945
a 10°C = 284K	1015,56	0,236142312	a 10°C = 284K	1001,61	0,232897999
a 20°C = 293K	990,96	0,236598626	a 20°C = 293K	977,67	0,233425716
<b>Carga Média</b>			<b>Carga Média</b>		
a 0°C = 273,15K	1511,14	0,240103298	a 0°C = 273,15K	1463,90	0,232596955
a 7°C = 280K	1479,19	0,24119252	a 7°C = 280K	1449,77	0,236396127
a 10°C = 284K	1465,88	0,241638764	a 10°C = 284K	1436,98	0,236875882
a 20°C = 293K	1423,09	0,243042038	a 20°C = 293K	1395,84	0,238388651
<b>Carga Alta</b>			<b>Carga Alta</b>		
a 0°C = 273,15K	1828,91	0,22435066	a 0°C = 273,15K	1784,15	0,218860182
a 7°C = 280K	1791,01	0,225463624	a 7°C = 280K	1748,06	0,220057518
a 10°C = 284K	1775,21	0,225920711	a 10°C = 284K	1733,01	0,220550281
a 20°C = 293K	1724,40	0,227362779	a 20°C = 293K	1684,56	0,222109186

\* Considerando a Equação 2.27;

\*\* Considerando a Equação 2.40;

\*\*\* Considerando k do Al. = 221 W/m.K e k do Aço-Carb. = 60,5 W/m.K



Tabela 4C – B: Condutância Global do Trocador de Calor T1 (UA)* - (Equação 2.27) e Número de Unidades de Transferência Térmica (NUT)** - (Equação 2.40) para 2 Fluxos de Água com $Re_{Dh} > 10.000$					
Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão Água (7,3 kg/s)	Condutâncias Globais (UA)	Número de Unidades de Transferência: $NUT = UA/C_{min}$	Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão Água (14,6 kg/s)	Condutâncias Globais (UA)	Número de Unidades de Transferência: $NUT = UA/C_{min}$
<b>Carga Baixa: GN</b>			<b>Carga Baixa: GN</b>		
a 0°C = 273,15K	1102,27	0,249009382	a 0°C = 273,15K	1091,30	0,246529572
a 7°C = 280K	1079,30	0,248734748	a 7°C = 280K	1068,77	0,246308807
a 10°C = 284K	1071,84	0,249229345	a 10°C = 284K	1061,46	0,246815205
a 20°C = 293K	1044,48	0,249376225	a 20°C = 293K	1034,62	0,247021742
<b>Carga Média: GN</b>			<b>Carga Média: GN</b>		
a 0°C = 273,15K	1639,22	0,260453701	a 0°C = 273,15K	1615,07	0,256615036
a 7°C = 280K	1601,69	0,26116712	a 7°C = 280K	1578,61	0,257404814
a 10°C = 284K	1586,09	0,26145549	a 10°C = 284K	1563,46	0,257725176
a 20°C = 293K	1536,12	0,262345838	a 20°C = 293K	1514,88	0,258719125
<b>Carga Alta: GN</b>			<b>Carga Alta: GN</b>		
a 0°C = 273,15K	2019,92	0,247782065	a 0°C = 273,15K	1983,36	0,243297383
a 7°C = 280K	1973,79	0,248473457	a 7°C = 280K	1938,87	0,244077157
a 10°C = 284K	1954,62	0,248753317	a 10°C = 284K	1920,37	0,244394052
a 20°C = 293K	1893,20	0,249619069	a 20°C = 293K	1861,05	0,245379757

\* Considerando a Equação 2.27;

\*\* Considerando a Equação 2.40;

\*\*\* Considerando k do Al. = 221 W/m.K e k do Aço-Carb. = 60,5 W/m.K

Tabela 5C– A: Cálculo da Efetividade, $\epsilon$ -NUT, do Trocador de Calor T1 para 2 Fluxos de Água com $Re_{Dh} < 10.000$				Tabela 5C– B: Cálculo da Efetividade, $\epsilon$ -NUT, do Trocador de Calor T1 para 2 Fluxos de Água com $Re_{Dh} > 10.000$			
Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão Água (1,752 kg/s)	Efetividade $\epsilon$ -NUT	Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão. Água (2,336 kg/s)	Efetividade $\epsilon$ -NUT	Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão Água (7,3 kg/s)	Efetividade $\epsilon$ -NUT	Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão Água (14,6 kg/s)	Efetividade $\epsilon$ -NUT
<b>Carga Baixa: GN</b>		<b>Carga Baixa: GN</b>		<b>Carga Baixa: GN</b>		<b>Carga Baixa: GN</b>	
a 0°C=273,15K	0,198087166	a 0°C = 273,15K	0,198523381	a 0°C=273,15K	0,217226484	a 0°C = 273,15K	0,216911446
a 7°C = 280K	0,198316487	a 7°C = 280K	0,198742804	a 7°C = 280K	0,217080885	a 7°C = 280K	0,216772328
a 10°C = 284K	0,198808954	a 10°C = 284K	0,199232353	a 10°C = 284K	0,217483758	a 10°C = 284K	0,217176471
a 20°C = 293K	0,199424389	a 20°C = 293K	0,199836257	a 20°C = 293K	0,217675927	a 20°C = 293K	0,217375724
<b>Carga Média:GN</b>		<b>Carga Média: GN</b>		<b>Carga Média:GN</b>		<b>Carga Média: GN</b>	
a 0°C=273,15K	0,196373148	a 0°C = 273,15K	0,195202426	a 0°C=273,15K	0,224412153	a 0°C = 273,15K	0,223936151
a 7°C = 280K	0,197520793	a 7°C = 280K	0,198182308	a 7°C = 280K	0,225063732	a 7°C = 280K	0,224595957
a 10°C = 284K	0,197993960	a 10°C = 284K	0,198648798	a 10°C = 284K	0,225328377	a 10°C = 284K	0,224864070
a 20°C = 293K	0,199494562	a 20°C = 293K	0,200127929	a 20°C = 293K	0,226150999	a 20°C = 293K	0,225698012
<b>Carga Alta: GN</b>		<b>Carga Alta: GN</b>		<b>Carga Alta: GN</b>		<b>Carga Alta: GN</b>	
a 0°C = 273,15K	0,184861690	a 0°C = 273,15K	0,182296068	a 0°C = 273,15K	0,213663509	a 0°C = 273,15K	0,213124628
a 7°C = 280K	0,185211690	a 7°C = 280K	0,183478405	a 7°C = 280K	0,214322907	a 7°C = 280K	0,213792898
a 10°C = 284K	0,185346386	a 10°C = 284K	0,183967031	a 10°C = 284K	0,214591281	a 10°C = 284K	0,214065019
a 20°C = 293K	0,185733137	a 20°C = 293K	0,185521453	a 20°C = 293K	0,215427849	a 20°C = 293K	0,214913847

\* Cálculo da Efetividade  $\epsilon$ -NUT para trocadores de calor de tubos concêntricos (ASHRAE, 2009; INCROPERA, 2008; e KAYS & LONDON, 1984).

<b>Tabela 6C – A: Cálculo da Taxa de Transferência de Calor</b>					
<b>Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão de Água (1,752 kg/s)</b>	$q_{max} = C_{min} \cdot (t_{ea} - t_{egn}) = C_{gn} \cdot (t_{ea} - t_{egn})$	<b>Taxa de Transf. de Calor</b> $q = \varepsilon q_{max}$	<b>Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão de Água (2,336 kg/s)</b>	$q_{max} = C_{min} \cdot (t_{ea} - t_{egn})$	<b>Taxa de Transf. de Calor</b> $q = \varepsilon q_{max}$
<b>Carga Baixa:GN</b>			<b>Carga Baixa: GN</b>		
a 0°C=273,15K	191591,712	37951,85935	a 0°C = 273,15K	115092,57270	22848,56661
a 7°C = 280K	140009,328	27766,15807	a 7°C = 280K	82443,74334	16385,10070
a 10°C = 284K	117902,592	23440,09094	a 10°C = 284K	68810,03319	13709,18484
a 20°C = 293K	44213,472	8817,24462	a 20°C = 293K	25130,24736	5021,93456
<b>Carga Média:GN</b>			<b>Carga Média: GN</b>		
a 0°C=273,15K	191591,712	37623,46771	a 0°C = 273,15K	163636,90400	31942,32067
a 7°C = 280K	140009,328	27654,75345	a 7°C = 280K	116523,33140	23092,86273
a 10°C = 284K	117902,592	23344,00103	a 10°C = 284K	97062,40696	19281,33044
a 20°C = 293K	44213,472	7008,62941	a 20°C = 293K	35131,93210	7030,88082
<b>Carga Alta: GN</b>			<b>Carga Alta: GN</b>		
a 0°C = 273,15K	191591,712	35417,96761	a 0°C = 273,15K	211952,23650	38638,05931
a 7°C = 280K	140009,328	25931,36428	a 7°C = 280K	150929,49940	27692,30384
a 10°C = 284K	117902,592	21852,81928	a 10°C = 284K	125722,80920	23128,85194
a 20°C = 293K	44213,472	8211,90687	a 20°C = 293K	45506,18646	8442,37384
<b>Tabela 6C – B: Cálculo da Taxa de Transferência de Calor</b>					
<b>Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão de Água (7,3 kg/s)</b>	$q_{max} = C_{min} \cdot (t_{ea} - t_{egn}) = C_{gn} \cdot (t_{ea} - t_{egn})$	<b>Taxa de Transf. de Calor</b> $q = \varepsilon q_{max}$	<b>Modos Oper. x Temp. Gás Natural x Vazão de Água (14,6 kg/s)</b>	$q_{max} = C_{min} \cdot (t_{ea} - t_{egn})$	<b>Taxa de Transf. de Calor</b> $q = \varepsilon q_{max}$
<b>Carga Baixa:GN</b>			<b>Carga Baixa: GN</b>		
a 0°C=273,15K	115092,5727	25001,15488	a 0°C = 273,15K	115092,5727	24964,89633
a 7°C = 280K	112817,7540	24490,57794	a 7°C = 280K	112817,7540	24455,76714
a 10°C = 284K	111816,3039	24318,22997	a 10°C = 284K	111816,3039	24283,87027
a 20°C = 293K	108897,7385	23704,41619	a 20°C = 293K	108897,7385	23671,7248
<b>Carga Média:GN</b>			<b>Carga Média: GN</b>		
a 0°C=273,15K	163636,9040	36722,11000	a 0°C = 273,15K	163636,9040	36644,21846
a 7°C = 280K	159452,9798	35887,08278	a 7°C = 280K	159452,9798	35812,49453
a 10°C = 284K	157726,4113	35540,23626	a 10°C = 284K	157726,4113	35467,00278
a 20°C = 293K	152238,3724	34428,85994	a 20°C = 293K	152238,3724	34359,89802
<b>Carga Alta: GN</b>			<b>Carga Alta: GN</b>		
a 0°C = 273,15K	211952,2365	45286,45861	a 0°C = 273,15K	211952,2365	45172,24152
a 7°C = 280K	206535,1044	44265,20391	a 7°C = 280K	206535,1044	44155,73841
a 10°C = 284K	204299,5650	43840,90526	a 10°C = 284K	204299,5650	43733,39034
a 20°C = 293K	197193,4747	42480,96605	a 20°C = 293K	197193,4747	42379,60828

**APÊNDICE D**

**INTERVALOS DE FREQUÊNCIA DE MEDIÇÕES HORÁRIAS DE  
 TEMPERATURA E UMIDADE NO ENTORNO DA UTE W**

Dados Locais de Temp (°C) e UR% da UTE W de 15.402 medições no intervalo de 689 dias entre Dez2006 a Dez2008																										
TEMP & C	Intervalos	HORAS																								
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22		23
0	4,99	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	9,99	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	14,99	40	49	51	57	61	63	64	57	11	1	3	0	1	1	0	0	0	0	1	2	6	10	19	32	529
15	19,99	230	223	267	276	280	281	272	220	193	127	80	59	54	58	72	97	112	150	202	223	244	256	260	249	4485
20	24,99	239	208	172	162	161	163	178	213	226	225	226	220	210	203	211	224	244	268	252	264	246	235	224	221	5195
25	29,99	117	152	132	122	115	111	102	121	141	171	190	195	196	204	197	185	176	139	118	106	110	115	120	123	3458
30	34,99	20	15	8	15	15	14	16	22	61	96	107	125	126	125	127	112	91	69	64	46	37	26	18	13	1368
35	39,99	5	4	4	2	2	1	0	0	0	10	32	44	51	49	38	30	23	19	8	4	2	3	4	5	340
40	44,99	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	0	1	5	3	3	2	3	2	0	0	0	0	0	0	24
45	49,99	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	3
		651	651	634	634	634	634	633	634	633	631	639	644	643	643	649	651	649	647	645	645	645	645	645	643	
Dados Locais de UR% da UTE X de 15.467 medições no intervalo de 692 dias entre Dez2006 a Dez2008																										
Hydro UR%	Intervalos	HORAS																								
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22		23
0	4,99	2	1	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	6	4	5	2	1	2	1	1	1	0	1	1	31
5	9,99	0	1	2	2	1	1	1	1	0	1	4	10	9	10	8	6	4	2	1	0	0	1	0	0	65
10	14,99	0	0	1	1	1	1	1	1	1	3	4	7	11	9	8	4	2	1	1	1	0	0	0	0	58
15	19,99	0	1	1	1	3	1	1	2	3	5	3	8	14	7	4	4	0	0	0	1	1	0	0	1	61
20	24,99	2	3	3	3	2	3	2	3	4	5	8	14	10	8	4	5	3	1	2	0	1	1	2	4	93
25	29,99	6	7	9	7	4	5	5	4	5	8	9	10	4	9	13	6	6	3	1	2	4	5	8	6	146
30	34,99	3	2	4	6	5	4	5	4	8	5	8	14	14	13	12	13	11	4	4	4	2	4	5	4	158
35	39,99	4	3	3	3	5	3	4	5	4	8	15	7	14	14	6	15	9	4	2	2	5	4	2	2	143
40	44,99	6	9	4	2	5	7	5	4	8	5	17	37	26	20	23	12	16	3	3	2	3	3	2	3	225
45	49,99	6	9	6	5	8	12	6	6	11	33	43	53	59	49	40	34	22	16	8	3	1	2	3	3	438
50	54,99	13	7	6	10	8	7	10	10	16	27	67	59	55	63	47	37	33	22	10	7	3	1	3	8	529
55	59,99	23	21	15	13	15	15	14	16	27	64	71	59	59	59	70	47	44	35	17	15	9	12	12	14	746
60	64,99	26	19	8	9	16	11	11	14	32	67	50	61	71	74	68	73	64	49	36	13	11	8	8	9	808
65	69,99	13	40	9	18	11	12	12	25	47	44	62	62	67	72	73	65	76	73	49	35	20	13	6	8	932
70	74,99	20	18	14	14	19	16	17	24	55	58	61	60	59	52	68	69	93	78	69	55	37	28	21	17	1022
75	79,99	35	53	33	22	20	21	26	23	58	57	47	52	36	34	32	42	41	56	75	88	80	82	84	74	1161
80	84,99	58	50	42	37	31	40	39	68	57	44	35	36	34	32	42	41	56	75	88	80	82	84	74	69	1294
85	89,99	77	78	78	80	77	70	80	69	70	50	34	16	22	29	30	21	33	54	79	109	95	85	104	78	1518
90	94,99	99	93	95	85	91	88	87	94	70	45	30	15	23	23	21	42	32	42	62	83	105	104	97	113	1639
95	100	278	281	300	314	312	317	307	261	157	102	71	64	50	46	52	57	81	94	122	156	199	239	263	277	4400
		671	696	634	634	634	634	633	634	633	631	639	644	643	643	649	651	649	647	645	645	645	645	645	643	

INSTITUTO DE ENERGIA E AMBIENTE - USP  
 BIBLIOTECA Profª Fonseca Telles  
 N° 92