

CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO PARA GERAÇÃO DE VAPOR ACOPLADA A MICRO TURBINA A GÁS

José Carlos Melo de Oliveira Júnior

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
jcmojj@gmail.com

Resumo: Esse artigo está relacionado a disciplina Projeto Integrado II cujo título têm a mesma denominação. O objetivo é analisar termodinamicamente a possibilidade de realização de uma caldeira para recuperação do calor dos gases de combustão de uma micro-turbina a gás e dessa forma gerar vapor que será inserido no segundo estágio, dessa forma gerando um ciclo misto.

Palavras chave: Ciclo Misto, Caldeira Geradora de Vapor para Recuperação de Calor, Trocador de Calor Casco-e-Tubo e Evaporador.

1. Introdução

O presente artigo está vinculado a um trabalho de conclusão de curso realizado no Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. O trabalho aborda a análise da viabilidade em termos de ganho de potência ao instalar uma caldeira de recuperação para geração de vapor operando em conjunto com uma micro-turbina a gás.

A micro-turbina a gás encontra-se atualmente instalada no laboratório LETE-USP e foi resultado de uma série de trabalhos em sua grande parte financiados pela FAPESP. Portanto, esse trabalho é de certa forma uma continuação do projeto da turbina a gás. Nesse artigo serão demonstrados, de forma geral, os cálculos empregados para a modelagem termodinâmica do sistema, bem como o dimensionamento do trocador de calor.

2. Micro-turbina a gás

O objetivo do projeto inicial, no qual este é continuação, era a construção de uma bancada experimental para o estudo de uma micro-turbina a gás (até 5kW). Essa pequena turbina a gás é constituída por um turbo compressor automotivo modificado, uma câmara de combustão, uma turbina geradora de potência acoplada a um redutor e este a um gerador elétrico.

As micro-turbinas a gás estão sendo cada vez mais pesquisadas como uma forma de descentralizar a produção de energia elétrica e/ou geração de vapor, na medida em que são boas candidatas para geração distribuída de energia elétrica.

O grande desafio nessa nova tecnologia é vencer o fator de escala, que impõe quedas de pressões muito menores em micro-turbinas em virtude da própria dimensão da máquina, sendo assim necessário encontrar meios para aumentar o rendimento do ciclo.

1. Metodologia

A Figura 1 exibe os equipamentos presentes no sistema bem como os seus pontos de interesse correspondente aos pontos entre os equipamentos. A Tabela 1 relaciona a posição dos pontos de interesse dentro do sistema.

Ar a pressão ambiente e temperatura ambiente entra através de 1 no compressor [C] onde sofre compressão atingindo o ponto 2. O trabalho de compressão é fornecido inteiramente pela turbina [T1], que tem essa finalidade.

Em CC o ar é misturado com o combustível que o oxida, aquecendo a mistura até uma temperatura T3 que corresponde a máxima temperatura atingida por um turbo-compressor. Em 3 a massa de gás combusto, que correspondente a soma das massas de ar e de combustível, começa a expandir através da turbina [T1], gerando dessa forma a potência que será utilizada pela compressor [C].

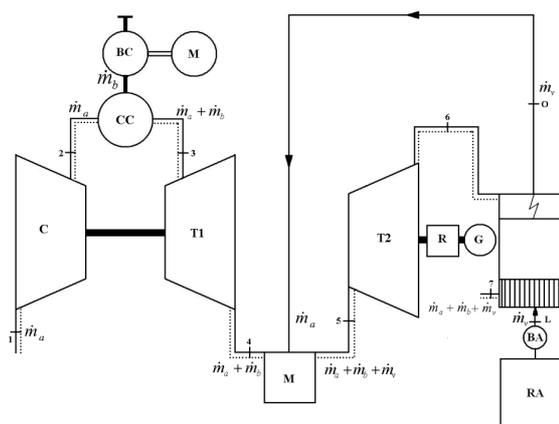


Figura 1- Esquema de turbina a gás em ciclo misto com recuperação de calor e geração de vapor

Após essa expansão o gás entra na câmara de mistura [M] onde é misturado com o vapor gerado no HRSG (*Heat Recuperator Steam Generator*). Nesse ponto ocorre um fato interessante que será discutido na seção *Vantagens e Desvantagens*.

Tabela 1 - Pontos de Interesse do Sistema

	Entrada no(a)	Saída do(a)
1	Compressor	Ambiente
2	Câmara de combustão	Compressor
3	Turbina 1	Câmara de combustão
4	Câmara de mistura	Turbina 1
5	Turbina 2	Câmara de mistura
6	Super aquecedor	Turbina 2
Ng	Evaporador	Super aquecedor
Mg	Economizador	Evaporador
7	Ambiente	Economizador
L	Bomba	Reservatório de água
Mv	Economizador	Bomba
Nv	Evaporador	Economizador
Ov	Super aquecedor	Evaporador
CM	Câmara de mistura	Super aquecedor

Após a massa de gás ser misturado com a massa de vapor, a massa da mistura atinge o ponto T5 com uma temperatura entre as temperaturas T_o (do vapor) e T_4 (do gás). Essa mistura não existe na turbina a gás do LETE (que não recupera calor e não gera vapor), ocorrendo a passagem entre turbina [1] e a turbina[2] através de uma transição.

No ponto 5 a mistura está prestes a entrar na turbina [T2], que é a geradora de potência líquida extraída do ciclo. O foco de atenções para o projeto desse segundo estágio deve ser dobrado uma vez que ali está concentrado a maior responsabilidade pela potência gerada, tanto no ciclo atualmente presente no LETE-USP, quanto no ciclo proposto com a utilização da unidade HRSG.

Após atravessar a segunda turbina a mistura segue para o trocador de calor no ciclo proposto enquanto que no ciclo original a massa de gás era eliminada na atmosfera a altíssima temperatura, comportando uma grande perda de energia, que com o HSRG é amplamente recuperada. O trocador de calor, que é aqua-tubular, é composto por um economizador, um evaporador e um super aquecedor.

1.1. Queda de Pressão

A queda de pressão, para o lado do gás, do sistema como um todo é fornecida pelo compressor.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_3} \cdot \frac{P_3}{P_4} \cdot \frac{P_4}{P_5} \cdot \frac{P_5}{P_6} \cdot \frac{P_6}{P_{ng}} \cdot \frac{P_{ng}}{P_{mg}} \cdot \frac{P_{mg}}{P_7} \cdot \frac{P_7}{P_1} \quad (1)$$

A Eq.(1) mostra as razões de pressão para cada um dos elementos do sistema. Até P_4/P_5 (câmara de mistura) os valores são impostos por razões nas quais se supõe que o sistema vá operar. A partir de P_6/P_{ng} as quedas de pressão são calculadas a partir da geometria dos trocadores e P_7/P_1 é unitário uma vez que ambas as pressões são a pressão ambiente. Sendo assim P_5/P_6 é definido através da Eq.(1) sendo a incógnita da mesma.

De maneira similar a queda de pressão, para o lado da água/vapor, é fornecida pela bomba de água BA. Essa pressão deve ser suficientemente alta para possibilitar a queda de pressão devida ao trocador e ainda chegar na câmara de mistura em uma pressão equivalente a pressão da câmara de mistura, conforme a Eq.(2).

$$\frac{P_L}{P_{RA}} = \frac{P_L}{P_{MV}} \cdot \frac{P_{MV}}{P_{NV}} \cdot \frac{P_{NV}}{P_O} \cdot \frac{P_O}{P_{CM}} \quad (2)$$

1.2. Lista de Variáveis

Todas as variáveis são tomadas no ponto i ou componente i. O índice ar se refere ao ar, o índice b se refere ao combustível e o índice g se refere ao ar e combustível juntos. A Figura 2 representa esses pontos que estão sendo discutidos dentro do trocador de calor.

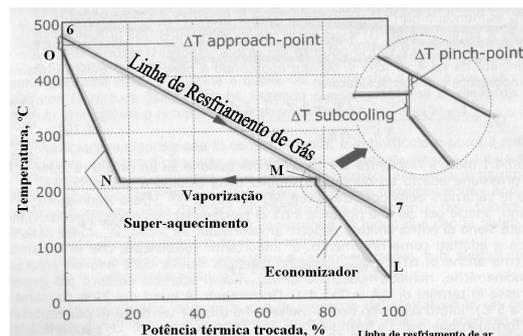


Figura 2 - Temperaturas dentro de um HRSG

Tabela 2 - Tabela de Variáveis

	Input	Output
Compressor	$T_1, P_1, B_c, k_c, C_{p_c}, \dot{m}_{ar}, \eta_c$	$P_2, T_{2iso}, T_2, W_c $
Câmara de Combustão	$T_2, P_2, B_{cc}, C_{p_{cc}}, \dot{m}_{ar}, \dot{m}_b, \eta_{cc}, H_b, \zeta_{QP}$	P_3, T_3
Turbina 1	$T_3, P_3, B_{t1}, k_{t1}, C_{p_{t1}}, \dot{m}_{ar}, \dot{m}_b, \eta_{t1}$	$P_4, T_{4iso}, T_4, W_{t1} $
Câmara de Mistura	$T_4, P_4, T_o, P_o, B_{cm}, C_{p_{gás}}, C_{p_{H_2O}}, \dot{m}_{ar}, \dot{m}_b, \dot{m}_v$	$P_5, T_5=T_m, \dot{m}_g$
Turbina 2	$T_5, P_5, k_{t2}, C_{p_{t2}}, \dot{m}_{ar}, \dot{m}_b, \eta_{t2}$	$P_6, T_{6iso}, T_6, W_{t2} $
Trocador de Calor	$T_{amb}, T_6, \Delta T_{SC}, \Delta T_{PP}, \Delta T_{AP}, h_{lv}, \dot{m}_g, P_o$ $C_{p_{H_2O,liq-TC}}, C_{p_{H_2O,vap-TC}}, C_{p_{gás-TC}},$	$T_{evap}, \dot{m}_v, \Delta T_{SA}, T_7, T_o$
Super-Aquecedor	$T_{evap}, \Delta T_{SA}, T_6, T_7, P_o,$ $C_{p_{H_2O,vap-SA}}, C_{p_{gás-SA}}, \dot{m}_g, \dot{m}_v, P_6, P_o$	$T_{Ng}, Q_{SA}, \Delta T_{mISA}, (UA)_{SA}$
Economizador	$T_{evap}, \Delta T_{SC}, T_{amb}, C_{p_{H_2O,vap-TC}},$ $C_{p_{gás-TC}}, \dot{m}_g, \dot{m}_v, P_6, P_o$	$T_{Mg},$
Evaporador (tanque de flashing e TC)	$T_{evap}, T_{Ng}, T_{Mg}, \Delta T_{SC}, X_v$ $C_{p_{H_2O,liq-EV}}, C_{p_{gás-EV}}, h_{lv}, \dot{m}_g, \dot{m}_v, P_6, P_o$	$Q_{EV}=Q_{EVR}, \Delta T_{mIEV},$ $(UA)_{EV},$
Evaporador (TC)	$X_v, \dot{m}_v, T_{evap}, C_{p_{vev}}, C_{p_{lev}} e T_i$	$\dot{m}_{ev}, \Delta T_{mIEVR}, (UA)_{EVR}$

Tabela 3 – Legenda das variáveis

T_i	Temperatura	[K]	\dot{m}_i	Vazão mássica	[kg/s]
P_i	Pressão	[Pa]	η_i	Rendimento	
B_i	Queda de pressão		H_b	Calor de combustão	[kJ/kg]
k_i	Cte. Politrópica		ζ_{QP}	Queima parcial	
C_{p_i}	Calor específico mássico	[kJ/kg K]	h_{lv}	Entalpia de vaporização	[kJ/kg]

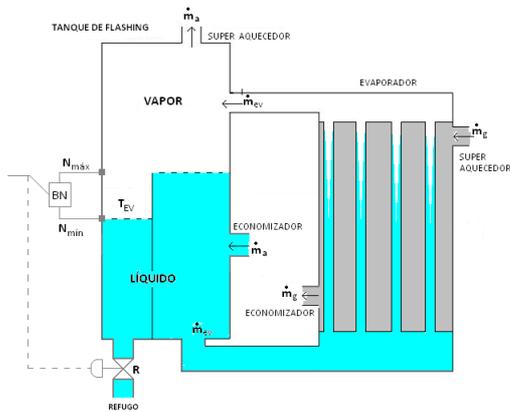


Figura 3 - Evaporador com trocador casco-e-tubo (com tubos verticais) e tanque de flashing

A Figura 3 apresenta o esquema funcional do evaporador. Uma massa \dot{m}_a de água líquida adentra o tanque de *flashing* partindo do trocador com uma temperatura $T_{evap} - \Delta T_{sc}$. Simultaneamente uma massa $\dot{m}_v = \dot{m}_a$ sai do tanque de *flashing* com uma temperatura T_{evap} .

Por efeito termo-sifão uma massa de água líquida \dot{m}_{ev} a temperatura T_{evap} adentra o trocador de calor onde sofre evaporação parcial, dessa forma saindo vapor e água líquida do trocador com a fração mássica de vapor X_v .

$$\dot{m}_{ev} = \left(\frac{\dot{m}_v}{X_v} \right) \left(\frac{C_{p_{vev}} - C_{p_{lev}} \left(\frac{T_i}{T_{evap}} \right)}{C_{p_{vev}} - C_{p_{lev}}} \right) \quad (3)$$

A Eq.(3) descreve a primeira lei da termodinâmica para o trocador, cujo volume de controle é o tanque de *flashing*.

Com a Eq.(4) é possível determinar a massa de vapor \dot{m}_{ev} que atravessa o trocador, como função de: $X_v, \dot{m}_v, T_{evap}, C_{p_{vev}}, C_{p_{lev}} e T_i = T_{evap} - \Delta T_{sc}$

$$\dot{m}_v C_{p_{lev}} T_i + \dot{m}_{ev} (X_v C_{p_{vev}} T_{evap} + (1 - X_v) C_{p_{lev}} T_{evap}) = \dot{m}_v C_{p_{vev}} T_{evap} + \dot{m}_{ev} C_{p_{lev}} T_{evap} \quad (4)$$

1. Propriedades

1.1. Valores Independentes da Pressão e Temperatura

1.1.1. Substâncias Puras

Massa molar	tabelada	[kg/kmol]
Cte. dos gases	$R_i = R/M_i$	[Pa m ³ /Kg K]
Fração Mássica	$m_{pi} = n_{pi} \frac{\dot{m}_m}{M_i}$	
Vazão Mássica	$\dot{m}_i = m_{pi} \dot{m}_m$	[kg/s]
Vazão Molar	$\dot{n}_i = n_{pi} \dot{n}_m$	[kmol/s]

1.1.2. Misturas

Massa molar	$\bar{M}_m = \sum n_{pi} M_i$	[kg/kmol]
Cte. dos gases	$R_m = R/\bar{M}_m$	[Pa m ³ / Kg K]

1.2. Propriedades para Substância Pura

O índice 0 se refere a temperatura inicial e o índice 1 da temperatura final.

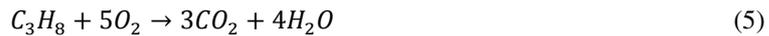
Condutividade Térmica	$\bar{K}_i = K_i(T_1)/2 + K_i(T_0)/2$, com $K_i(T)$ tabelado.	[W/m K]
Calor Específico Mássico (pressão constante)	$\bar{C}_{pi} = \frac{1}{M_i} \frac{\int_{T_0}^{T_1} C_p dt}{T_1 - T_0} = \frac{A}{M_i} + \frac{B}{2(T_2^2 + T_1^2)} + \frac{C}{3(T_2^3 - T_1^3)} + \frac{D}{4(T_2^4 - T_1^4)}$, A,B,C,D, M_i tabelados.	[W/kg K]
Viscosidade Cinemática	$\bar{\mu}_i = \frac{\mu_i(T_0) + \mu_i(T_1)}{2}$, com $\mu_i(T) = \mu_{ar}(T)$ tabelado.	[N s/m ²]
Viscosidade Dinâmica	$\bar{\nu}_i = \bar{\mu}_i / \bar{\rho}_i$	[m ² /s]
Calor Específico Mássico (VC)	$\bar{C}_{vi} = \bar{C}_{pi} - R_i$	[W/kg K]
Constante politrópica	$k = \bar{C}_{pi} / \bar{C}_{vi}$	
Massa específica	$\bar{\rho}_i = \rho_i(T_0)/2 + \rho_i(T_1)/2$	[kg/m ³]

1.3. Propriedades para Mistura

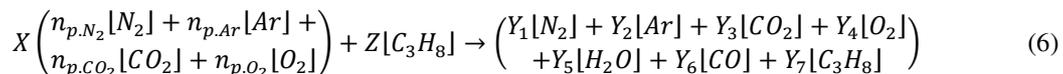
Condutividade Térmica	$k_t = \sum k_i \frac{m_{pi}}{\rho_{pi}} = \sum k_i m_{pi} \nu_{pi}$	[W/m K]
Calor Específico Mássico (PC)	$\bar{C}p_m = \sum m_i \bar{C}p_i / \sum m_i$	[W/kg K]
Viscosidade Cinemática	$\bar{\mu}_m = \bar{\mu}_{ar}$	[N s/m ²]
Viscosidade Dinâmica	$\bar{\nu}_m = \bar{\mu}_{ar} / \bar{\rho}_m$	[m ² /s]
Número de Reynolds	$Re = \bar{\rho}_m V D_h / \bar{\mu}_{ar}$	
Número de Prandtl	$Pr = \bar{C}p_m \bar{\mu}_{ar} / \bar{k}_m$	
Número de Nusselt	$Nu = \bar{h}_m L / \bar{k}_m$	

2. Combustão

Na câmara de combustão será utilizado Propano, sendo a reação de combustão é:



Ou ainda, utilizando o ar atmosférico:



2.1. Tipos de Combustão

É necessária a criação de uma equação que facilite a entrada de dados quanto a produção de CO₂ ou CO e também no que diz respeito à quantidade de propano queimado dentro da câmara de combustão.

$$R_{CP} = \frac{Y_3}{Y_6} = \frac{\xi_{CP}}{(1-\xi_{CP})}; \xi_{CP} = \frac{Y_3}{Y_3+Y_6}; \zeta_{QP} = \frac{Z-Y_7}{Z} \quad (7)$$

2.2. Fração Molar após combustão

As Eq.(22) exibem como deve ser calculada a fração molar dos componentes após a combustão a partir dos dados antes da combustão.

$$\begin{aligned} Y_1 &= Xn_{p,N_2} & Y_1 &= Xn_{p,N_2} & (8) \\ Y_2 &= Xn_{p,Ar} & Y_2 &= Xn_{p,Ar} \\ Y_5 &= 4(Z - Y_7) & Y_5 &= 4(Z - Z(1 - \zeta_{QP})) = 4Z\zeta_{QP} \\ Y_3 &= -Y_6 + Xn_{p,CO_2} + 3(Z - Y_7) & Y_3 &= \xi_{CP}(Xn_{p,CO_2} + 3Z\zeta_{QP}) \\ & & Y_6 &= (1 - \xi_{CP})(Xn_{p,CO_2} + 3Z\zeta_{QP}) \\ Y_4 &= Xn_{p,O_2} - 5(Z - Y_7) + \frac{1}{2}Y_6 & Y_4 &= Xn_{p,O_2} + \left(\frac{1-\xi_{CP}}{2}\right)(Xn_{p,CO_2} + 3Z\zeta_{QP}) - 2Z\zeta_{QP} = X(n_{p,O_2} + n_{p,CO_2}) - \left(\frac{1+\xi_{CP}}{2}\right)(Xn_{p,CO_2} + 3Z\zeta_{QP}) - 5Z\zeta_{QP}. \end{aligned}$$

3. Coeficiente Global de Troca de Calor

O termo \dot{Q} está relacionado à troca de calor no trocador e pode ser expresso por duas dentre as três eq.(9).

$$\dot{Q} = \dot{m} h_{lv} = \dot{m} c_p \Delta T = U A \Delta T_{ml} \quad (9)$$

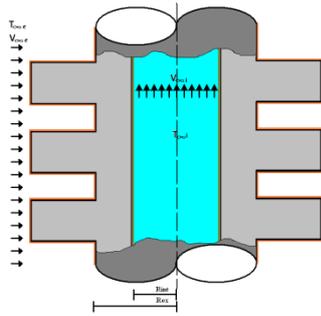


Figura 4 - Tubo aletado

As duas primeiras estão relacionadas diretamente com a quantidade de energia que essas massas carregam e o degrau de temperatura de energia disponível. A última está relacionada à geometria do sistema computada na forma de resistências térmicas.

O coeficiente global de troca de calor para um tubo aletado conforme presente na Figura 4, em que se considera a resistência por incrustação interna e externa, a resistência no contato da aleta com o tubo, a resistência de condução, e a resistência de convecção interna e externa, é dado por:

$$\frac{1}{R_{eq,ext}} = \frac{1}{R_{ext,a} + R_{cont,a} + R_{inc,a}} + \frac{1}{R_{ext} + R_{inc,e}} \quad (10)$$

$$R_{eq,int} = R_{int} + R_{inc,i} \quad (11)$$

$$R_{eq,total} = R_{eq,int} + R_{tubo} + R_{eq,ext} \quad (12)$$

$$\frac{1}{(UA)_{eq,total}} = R_{eq,total} \quad (13)$$

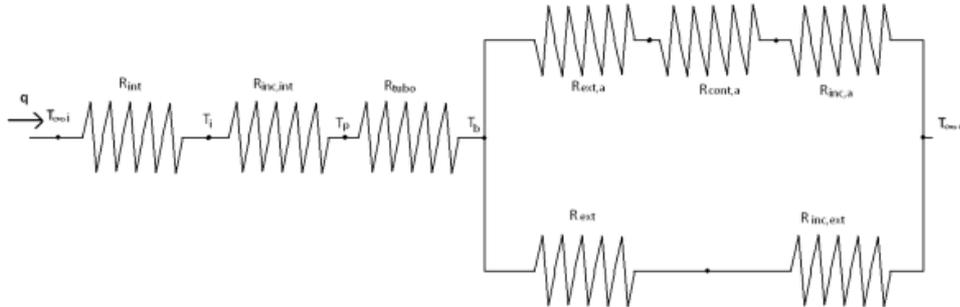


Figura 5 - Circuito elétrico equivalente para tubo com aleta

Esses valores podem ser prontamente interpretados observando a Figura 4 e a Figura 5. Os parâmetros críticos nesse cálculo são $R_{ext,a}$, R_{ext} . Dessa forma a adição de aletas externa é fundamental para reduzir a resistência convectiva externa. As Eq.(10)-Eq.(13) representam a forma correta de calcular

a resistência equivalente do circuito térmico representado pela Figura 5, sendo então possível calcular $(UA)_{AS}$, $(UA)_{EC}$ e $(UA)_{EV}$.

4. Coeficiente de Película (h)

4.1. Tubos

4.1.1. Fluido sem Mudança de Fase

O coeficiente de película para o lado do tubo é dado pela simples correlação de troca de calor no interior de tubos. Primeiramente deve ser calculado o fator de atrito f com a Eq.(14), que é válida para $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$

$$f = \frac{1}{\sqrt{0,790 \ln Re_D - 1,64}} \quad (14)$$

Em seguida deve ser calculado o número de Nusselt utilizando a Eq.(15).

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (15)$$

Por fim deve ser calculado o coeficiente de película com a Eq.(16).

$$Nu_D = \frac{\bar{h}_m L}{\bar{k}_m} \quad (16)$$

4.1.2. Fluido com Mudança de Fase

Caso nesse tubo sofra evaporação, como ocorre no evaporador (que é aquo-tubular) existe uma parcela do coeficiente de película devido a formação de bolhas e outra parcela devido a forças convectivas como indicado na Eq.(17).

$$h = \left(1 + 3000 \left(\frac{q''}{G h_{fg}}\right)^{0,86} + 1,12 \left[\frac{x}{1-x}\right]^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,41}\right) h_f 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left(\frac{k_l}{D}\right) \quad (17)$$

4.2. Casco

O equacionamento para o casco-e-tubo é necessário para obter coeficiente de película externo aos tubos, ou seja, interno ao casco. Ele leva em conta o número de chicanas, selantes e tolerâncias dimensionais. A Figura 6 mostra um trocador tipo casco-e-tubo com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos.

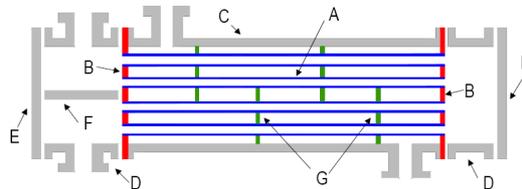


Figura 6 - Croqui casco-e-tubo

- | | | | |
|-------------|--------------|-------------|-----------------|
| A - Tubos | C - Casco | E - Tampas | G - Chicanas |
| B - Espelho | D - Cabeçote | F - Divisor | H - Espaçadores |

O coeficiente de película para o casco é obtido através do método de Bell-Delaware , que consiste em determinar o coeficiente ideal e em seguida corrigir o mesmo. A Eq.(18), onde h_i é o coeficiente de película ideal (sem vazamentos), clarifica o procedimento. No casco não deverá ocorrer mudança de fase.

$$h_s = h_i(j_c j_z j_b j_s j_r) \quad (18)$$

A Eq.(19) mostra como calcular o coeficiente de película ideal para o lado do casco. O índice s indica utilizar valores para o lado do casco (*shell*).

$$h_i = j_i (C_p)_s \dot{m}_s (Pr_s)^{-\frac{2}{3}} (\Phi_s)^r \quad (19)$$

A Eq.(20) permite calcular j_i , partir de a_1 , a_2 , a_3 e a_4 (tabelados em função de Re_s e ângulo entre tubos). L_{tp} é o passo entre tubos, D_t é o diâmetro do tubo e $Re_s = \frac{D_t \dot{m}_s}{\eta_s}$.

$$j_i = \frac{h_i}{(C_p)_s \dot{m}_s} (Pr_s)^{\frac{2}{3}} (\Phi_s)^{-r} = f\left(\frac{L_{tp}}{D_t}, Re_s\right)$$

$$j_i = (a_1) \left(\frac{1,33}{L_{tp}/D_t}\right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (20)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14(Re_s)^{a_4}}$$

j_c leva em consideração o corte da chicana e considera os tubos presentes na área do corte da chicana (janela).

$$j_c \begin{cases} 1,00 & \text{para trocadores sem tubos na janela da chicana} \\ 1,15 & \text{para pequenas janelas e altas velocidades} \\ 0,65 & \text{para grandes cortes de chicanas} \end{cases}$$

j_z é devido a vazamentos entre o casco e a chicana e entre o tubo e a chicana. j_b também penaliza chicanas muito próximas. j_z típico está entre 0,7 e 0,8. j_b é devido ao bypass pelo feixe de tubos, seja no interior do feixe, seja na periferia. j_s é o fator de correção para variações do posicionamento entre a primeira chicana e o espelho de entrada (em relação ao fluido do casco) e entre a última chicana e o espelho na saída. Valores típicos são entre 0,85 e 1,0. j_r é devido à diferença de temperaturas decorrentes do fluxo laminar que reduz o gradiente de temperatura, reduzindo, assim, o fluxo de calor. Fluxo laminar com $Re_{ce} < 20$. $(\Phi_s)^r$ pode ter os seguintes valores: O índice “av” significa que se deve utilizar a temperatura média entre a entrada e a saída.

Gases Esfriando $(\Phi_s)^r = 1 \quad (21)$

Gases Esquentando $(\Phi_s)^r = \left(\frac{T_{s1av}}{T_w}\right)^{0,25} \quad (22)$

Líquidos $(\Phi_s)^r = \left(\frac{\eta_s}{\eta_{s1w}}\right)^{0,14} \quad (23)$

Temperatura de Parede $T_w = T_{t1av} + \frac{T_{s1av} - T_{t1av}}{1 + \left(\frac{\alpha_t}{\alpha_s}\right)} \quad (24)$

5. Queda de Pressão ΔP

O método de Bell-Delaware baseia-se no método de Tinker que leva em consideração os diversos fluxos dentro do trocador casco-e-tubo em virtude dos diversos vazamentos, conforme podem ser observados na Figura 7.

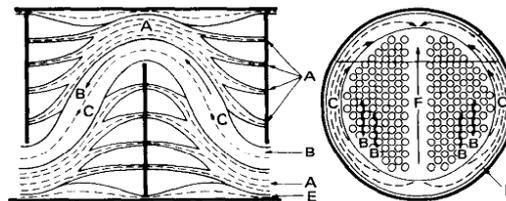


Figura 7 – Vazamentos e correntes de Tinker

Os vazamentos considerados são:

- A – Vazamento entre o tubo e o furo da chicana
- B – Fluxo principal relacionado ao fluxo em bancos de tubos
- C – Bypass transversal na região sem feixe tubular
- D – Vazamento entre a chicana e o casco
- F – Bypass transversal devido à ausência de tubos

A queda de pressão real é dada a partir da queda de pressão ideal. Para obtê-la devem-se analisar os fatores de correção. R_ℓ é o fator de correção para o vazamento através da chicana, seja entre chicana e casco, seja entre chicana e casco, seja entre chicana e tubo. É equivalente ao j_ℓ para a transferência de calor. Valores típicos entre 0,4 e 0,5. R_b é o fator que corrige o bypass entre o banco de tubos e entre o banco de tubos e o casco. Equivale ao j_b e possui valores entre 0,5 e 0,8. R_s é o fator de correção para diferente posicionamento entre a primeira e a última chicana e os espelhos. Equivale a j_s . ΔP_{bi} é a queda de pressão ideal para um banco de tubos para a considerada seção transversal e ΔP_{wi} , para a área da janela provocada pelo corte da chicana. A queda de pressão ideal para um trocador sem vazamentos é dada pela Eq.(25), que permite calcular f_i , partir de b_1 , b_2 , b_3 e b_4 .

$$f_i = \frac{(\Delta P_i)\rho_s}{2(\dot{m}_s)^2 N_c} (\Phi_s)^r = f\left(\frac{L_{tp}}{D_t}, Re_s\right)$$

$$f_i = (b_1) \left(\frac{1,33}{L_{tp}/D_t}\right)^b (Re_s)^{b_2}$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14(Re_s)^{b_4}}$$
(25)

A Eq.(26) mostra como calcular a queda de pressão ideal para o lado do casco. O índice s indica utilizar valores para o lado do casco (*shell*). N_{tcc} é a quantidade de fileiras de tubos cruzando a corrente de gás.

$$\Delta P_{bi} = 2f_i N_{tcc} \frac{\dot{m}_s^2}{\rho_s} (\Phi_s)^r$$
(26)

A queda de pressão através da janela da chicana para escoamento turbulento ($Re > 100$) é dada pela Eq.(47), com $\dot{m}_w^2 = M_s / \sqrt{S_m S_w}$. N_b é o número de chicanas. N_{tcw} é igual ao número de fileiras de tubos cruzando a corrente de ar na janela da chicana.

$$\Delta P_{wi} = N_b \left[\frac{(2+0,6N_{tcw})\dot{m}_w^2}{1000} \frac{1}{2\rho_s} \right] R_\ell$$
(27)

A queda de pressão total dentro do casco é formada por três parcelas, conforme descrito na Eq.(48).

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e$$
(28)

1 – A queda de pressão na seção central do casco (seção por onde passa o fluxo) é efetuada por vazamento e por bypass.

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (N_b - 1) R_\ell R_b$$
(29)

onde N_b representa o número de chicanas.

2 – A queda de pressão na janela da chicana é afetada por vazamentos, mas não por bypass.

$$\Delta P_w = \Delta P_{wi} N_b R_\ell$$
(30)

3 – A queda de pressão na entrada e na saída do trocador é afetada por bypass, mas não por vazamento. N_c é igual a N_{tcc} e N_{cw} é igual N_{tcw} . N_c é número total de tubos do trocador e N_w é o número de tubos na janela da chicana.

$$\Delta P_e = \Delta P_{bi} \frac{N_c + N_{cw}}{N_c} R_b R_s$$
(31)

6. Simulação e Resultados

O equacionamento demonstrado foi simulado com $\Delta T_{ss}=7^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{pp}=14^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{ap}=10^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{sh}=580^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_g=200\text{g/s}$, $\dot{m}_v=57\text{g/s}$, obtendo $UASA=565,7\text{ W/K}$, $UAEV=1006,4\text{ W/K}$ e $UAEC=1006,4\text{ W/K}$. Foi escolhida uma geometria específica para cada trocador. Os três contêm aletas axial ou radial, os três possuem aproximadamente 2m de comprimento. O economizador devido a menor densidade possui muito menos tubos que o evaporador e super-aquecedor. Isso é importante para manter escoamento turbulento.

6.1. Análise dos resultados

Ao comparar o sistema utilizando o trocador, para as condições de projeto admitidas, com o sistema atual, sem o trocador, foi obtido um incremento de 13% da potência gerada pela turbina.

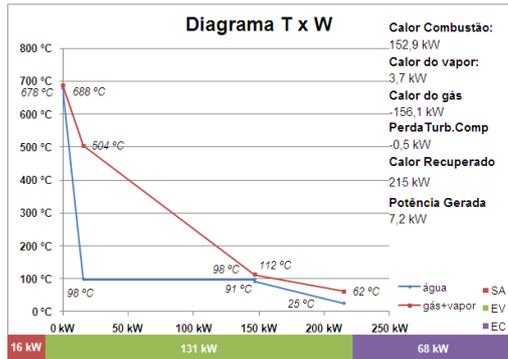


Figura 8 - Variação de temperatura e pressão

A queda de pressão no trocador é crítica uma vez que reduz o salto de pressão disponível no segundo estágio já que uma queda de pressão em qualquer componente equivale a uma disponibilidade menor de pressão no trocador. Nos resultados foi obtido uma queda de pressão total de 5,8kPa, enquanto na simulação o valor admitido foi 4 kPa.

A Figura 8 representa a variação de temperatura para o trocador de calor conforme a Tabela 1. Abaixo do gráfico está presente uma escala para comparar a quantidade de calor trocado em cada um dos equipamentos presentes no trocador de calor. Na parte superior direita estão alguns valores comparativos.

6.2. Vantagens e Desvantagens

Como a temperatura do gás é da ordem de 20 a 30% maior que a massa de água injetada (mesmo esta sendo bem super-aquecida), ocorre o resfriamento do gás que é acompanhado por um incremento de massa. Esse incremento de massa é responsável pelo esperado incremento de potência útil na turbina [T2], mas pode não ocorrer em virtude da queda da temperatura da mistura (gases de combustão+vapor super-aquecido). É indispensável fazer uma análise criteriosa do sistema para determinar se o ciclo será ou não vantajoso do ponto de vista energético.

6.3. Resistência ao fluxo térmico

É interessante notar que a condutividade térmica da água/vapor dentro do tubo é muito maior do que a condutividade da casca, sendo necessária a construção de superfícies aletadas de forma a aumentar a troca de calor do lado do casco. Ainda assim na Figura 9 é possível identificar que mesmo aletada, a superfície externa (verde) apresenta valor de resistência térmica muito próxima a resistência da superfície interna (azul). No gráfico de colunas é possível identificar que as chicanas são as maiores responsáveis pela perda de pressão nos três trocadores.

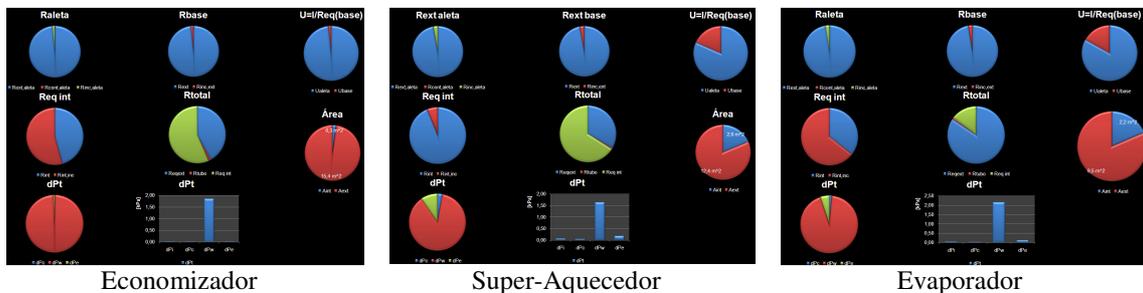


Figura 9 - Responsabilidade Individual pela Resistência Total

7. Conclusão

Os resultados demonstraram que é possível construir a caldeira de recuperação de calor uma vez que com a utilização dos parâmetros corretos é possível obter aumento de potência útil do ciclo modificado em comparação com o ciclo original.

Deve-se ter atenção para manter sempre escoamento turbulento dentro do tubo, respeitar o número máximo de aletas por comprimento de tubo, manter a altura máxima da aleta menor do que a distância entre 2 tubos adjacentes, utilizar no máximo 2 chicanas para não aumentar demasiadamente a queda de pressão, manter um espaçamento adequado entre tubos, utilizar dimensões de tubos e de casco existentes no mercado e atenção ao utilizar os selantes (*sealing strips*), porque com muitos selantes se terá maior transferência de calor em detrimento de uma maior queda de pressão. Foi considerado na simulação resistência de incrustação dentro e fora do tubo, bem como resistência de contato entre aleta e tubo. Caso essas resistências não existam, o trocador poderá trocar mais calor do que o previsto.

A planilha de Excel utilizada foi de imensa utilidade, porque devido a quantidade de parâmetros que influenciam no cálculo, seria impossível refazer o cálculo manualmente cada vez que um parâmetro fosse modificado. Não é possível fazer um equacionamento que produza a melhor geometria, sendo essa obtida através de um processo iterativo.

8. Agradecimentos

Agradeço a minha família por sempre ter propiciado e contribuído com a minha educação e, sobretudo, a minha querida mãe que sempre me apoiou, me incentivou e acreditou em mim. Ao Dr. Guenther Krieger, professor da Escola Politécnica, que sempre com dedicação e atenção conduziu os trabalhos auxiliando os alunos, sem o qual esse trabalho não teria sido possível.

9. Referências

- [1] TABOREK, J. Heat Exchanger Design Handbook – Shell-and-Tube Heat Exchangers. USA, 1983.
- [2] INCROPERA, Frank P. ET ALL, F. de Transferência de Calor e Massa. LTC. Rio de Janeiro, 2002.
- [3] ASHRAE, Handbook Fundamentals. Atlanta, USA, 2009.
- [4] KRIEGER, Guenther Carlos Filho. Relatório Científico Parcial - Projeto FAPESP. São Paulo – SP
- [5] LOZZA, Giovanni. Turbine a Gas e Cicli Combinati. Società Editrice Escapulario. Bologna, 2006.
- [6] TEMA, Tema Standards. New York, USA, 2007
- [7] YAWS, Carl L. Handbook of Thermodynamics Diagrams – Vol.I and IV. Houston, USA, 1996
- [8] Ganapath, V. Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators - Design, Applications and Calculations. New York-Basel - USA : Marcel Dekker, Inc., 2003.
- [9] RAYAPROLU, Kumar. *Boilers for Power and Process*. Boca Raton - USA : CRC Press, 2009.

10. Direitos Autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO PARA GERAÇÃO DE VAPOR QUE OPERA EM CONJUNTO COM MICRO TURBINA A GÁS: ANÁLISE DO CICLO

José Carlos Melo de Oliveira Júnior

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Av. Prof. Luciano Gualberto, travessa 3 nº 380 - CEP - 05508-970 - São Paulo – SP

jcmojj@gmail.com

Resumo: This article, whose title has the same name, is related to discipline Integrated Project II. The aim of this paper is to thermodynamically analyze the possibility of building a boiler for heat recovery of combusted gases of a micro-gas turbine and thereby generate steam that crossed through the second stage, thus generating a mixed cycle.

Key words: Mixed Cycle, Heat Recovery Steam Generator (HRSG), Shell and tube heat exchanger, boiler.