

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Projeto de caldeira de recuperação para geração de vapor
que opera em conjunto com micro turbina a gás**

José Carlos Melo de Oliveira Júnior

**São Paulo
2009**

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Projeto de caldeira de recuperação para geração de vapor
que opera em conjunto com micro turbina a gás**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

José Carlos Melo de Oliveira Júnior

Orientador: Dr. Guenther Krieger Filho

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

**São Paulo
2009**

Oliveira Júnior, José Carlos Melo de

Projeto de caldeira de recuperação para geração de vapor que opera em conjunto com micro turbina a gás: análise de viabilidade / J.C.M. de Oliveira Júnior. – São Paulo, 2009. 265 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Turbinas a gás 2. Caldeiras a vapor 3. Evaporadores 4. Calor (Recuperação) 5. Trocadores de calor I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

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 as suas atividades auxiliando os alunos, sem o qual esse trabalho não teria sido possível.

Resumo

O presente relatório dá continuidade a um projeto financiado pela FAPESP, e realizado no LETE-USP. O objetivo daquele projeto era a construção de uma bancada experimental para o estudo de micro-turbinas 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.

Após a construção desse sistema, observou-se a necessidade de aumentar a eficiência global do aparato recuperando o calor presente nos gases de combustão para geração de vapor. Esse vapor é então adicionado no sistema causando um incremento de potência útil sem aumentar a quantidade de gás consumido e, portanto, aumentando o rendimento global desse ciclo.

Para a recuperação ocorrer, é necessária a construção de um trocador de calor, no caso, denominado caldeira de recuperação geradora de vapor (HRSG) e engloba o economizador, o evaporador e o superaquecedor. A caldeira é responsável por promover a troca de calor entre os gases de combustão e a água, mudando o estado físico dessa última de líquido a temperatura ambiente para vapor superaquecido.

Sendo o objetivo aumentar o rendimento do sistema, tal objetivo é alcançado através do atravessamento de uma massa maior com calor específico maior através da turbina por onde atravessava somente gás. Entretanto, para gerar o vapor e obter esse incremento, uma queda de pressão adicional é imposta ao ciclo pelos trocadores de calor, reduzindo a disponibilidade de queda de pressão para a turbina. Além disso, o vapor, a uma temperatura inferior a do gás, resfria a temperatura da mistura. Sendo assim o efeito positivo do incremento de massa e calor específico deve ser compensado por esses dois últimos efeitos negativos.

O objetivo deste projeto é a concepção e para posterior construção do HRSG (incluindo-o em três partes). Os acessórios e a fabricação física da caldeira não são escopo desse trabalho. O projeto de acessórios serão realizados por outro aluno em uma continuação do presente trabalho. Finalmente uma geometria específica dos trocadores de calor será selecionada, os cálculos implementados em uma planilha Excel e os resultados serão apresentados.

Abstract

This report comes in sequence of a project sponsored by FAPESP and developed at LETE-USP. The aim of that Project was the desing and construction of a educational gas micro-turbine (till 5kW). That small gas turbine consists of an air compressor, a combustion chamber, a first gas turbine that drives the compressor and a second gas turbine that drives the electric generator.

In spite of the low global efficiency at the moment the model started to operate, the necessity of increase this number impelled the retrofit of the system with a heat recovery steam generator (HRSG), using the heat of the combustion gases to generate steam that, after being added to the system, increases it's power without extra supply gas consumption.

The place where the recovery takes place (HRSG) is a heat exchanger and it operates inside a pressure vessel that is composed by an economizer, a boiler and a superheater. The boiler is the place where the water changes it physical state from liquid to steam that is than superheated and finally is injected between the first and second turbine. As the steam traverse only the second turbine that is coupled only with the electric generator, all the power production of this turbine is entirely used for electric power production.

Since the main objective is increase the efficiency of the system, this goal is achieved by crossing a larger mass with higher specific heat through the turbine previously crossed by solely gas. However, to generate steam and to achieve this increment, an additional pressure drop is imposed by the heat exchangers decreasing the turbine available pressure drop. In addition, when the low steam temperature mixes with the high gas temperature, the resulting mixture temperature is lower. Thus the positive effect of increased mass and specific heat must be compensated by those two negative effects.

The focus of this project is the design of the HRSG (including it three parts). The extra accessories and the manufacturing and assembly are not the target of this work. This will be accomplished by another student that shall continue the present labor. The shell-and-tube heat exchanger geometry will be described and the methodology adopted for calculating the pressure drop and film coefficient will be explained Finally one specific geometry of the heat exchangers will be selected, the calculus implemented in an excel worksheet and the results will be shown, in addition with the future HRSG schematic draws.

Sumário

Lista de Figuras.....	xv
Lista de Tabelas	xix
1. Introdução	1
2. Micro-turbina a gás	3
1. Componentes e tecnologias construtivas	4
1. Turbo-compressor	5
2. Regenerador	6
3. Combustor.....	7
4. O gerador e o sistema de “Power conditioning”	8
2. Características, rendimento e potência.....	8
3. Turbina a Gás	11
4. Ciclos mistos gás/vapor	17
3. Turbina a gás com injeção de vapor.....	18
4. Comparação entre Ciclos Mistos	25
5. Caldeira geradora de Vapor	27
1. A troca de calor na caldeira de recuperação.....	27
2. Aspectos de projeto da caldeira de recuperação	32
1. Exemplos de otimização do pinch-point.....	32
2. Escolha da seção transversal da caldeira e de perda de carga	34
3. Disposição da caldeira	35
4. Circulação na evaporação	35
5. A instalação do desareador	36
6. Sistema de by-pass e junção com o turbogas	37
6. Esquema da Planta da Turbina Gás - Standard - Ciclo Brayton.....	39
7. Esquema da Planta da Turbina a Gás - LETE- USP	40
8. Esquema da Planta de Turbina a Gás - Com Recuperação de Calor	43

1.	Queda de Pressão	44
2.	Compressor	47
3.	Câmara de Combustão	48
4.	Turbina 1 - (Turbo)	49
5.	Câmara de mistura	50
6.	Turbina 2.....	51
7.	Trocador de calor	52
8.	Super aquecedor.....	53
9.	Evaporador.....	54
10.	Economizador	56
9.	Propriedades utilizadas no equacionamento dos componentes.....	59
1.	Valores Independentes de temperatura e pressão.....	59
1.	Massa molar	59
2.	Constante dos gases	59
3.	Fração mássica.....	59
4.	Vazão mássica.....	60
5.	Vazão molar	60
6.	Massa molar da mistura	60
7.	Constante dos gases	60
2.	Propriedades gerais entre duas temperaturas	60
1.	Condutividade térmica.....	60
2.	Calor específico molar (a pressão constante).....	61
3.	Calor específico (a pressão constante).....	61
4.	Viscosidade cinemática.....	61
5.	Viscosidade dinâmica	62
6.	Calor específico (a volume constante).....	62
7.	Constante politrópica	62
8.	Massa específica	63

3.	Propriedades das misturas dependentes da temperatura	63
1.	Massa específica	63
2.	Condutividade Térmica.....	63
3.	Calor específico	66
4.	Viscosidade Dinâmica.....	66
5.	Viscosidade Cinemática.....	66
6.	Número de Reynolds.....	66
7.	Número de Prandtl	66
8.	Número de Nusselt.....	66
10.	Definindo as Propriedades da Mistura	68
1.	Propriedades dos Gases da Mistura	68
1.	Constantes para o Cálculo de c_p	68
2.	Propriedades Termodinâmicas	69
2.	Propriedades do ar (compressor).....	71
3.	Propriedades dos gases (turbina).....	72
1.	Equacionamento da Combustão.....	73
2.	Definição de parâmetros de entrada.....	76
11.	Turbina a Gás - Ciclo Ideal	80
1.	Ciclo Base	80
1.	Hipóteses.....	81
2.	Rendimento – Ciclo Base.....	82
3.	Resultados.....	83
2.	Ciclo LETE-USP	83
1.	Hipóteses.....	84
2.	Rendimento considerando a massa do combustível.....	85
3.	Rendimento desprezando a massa do combustível	87
3.	Ciclo Ideal – Ciclo com Recuperação de vapor	88
1.	Hipóteses.....	89

2.	Rendimento	90
3.	Resultados	91
12.	Turbina a Gás - Ciclo Limite	92
1.	Ciclo Base	92
1.	Hipóteses	93
2.	Rendimento – Ciclo Base	94
3.	Resultados	94
2.	Ciclo LETE-USP	95
1.	Hipóteses	96
2.	Rendimento considerando a massa do combustível	97
3.	Rendimento desprezando a massa do combustível	98
3.	Ciclo com Recuperação de vapor	98
1.	Hipóteses	100
2.	Rendimento	101
3.	Resultados	102
13.	Turbina a Gás: Ciclo Real	103
1.	Ciclo Base	103
1.	Hipóteses	104
2.	Rendimento – Ciclo Base	105
3.	Resultados	114
2.	Ciclo LETE-USP	115
1.	Hipóteses	116
2.	Rendimento considerando a massa do combustível	117
3.	Rendimento desprezando a massa do combustível	117
4.	Resultados	117
3.	Ciclo com Recuperação de vapor	117
1.	Hipóteses	118
2.	Rendimento	119

3.	Resultados	119
14.	Esquema construtivo da caldeira de recuperação de calor para geração de vapor...	119
15.	Trocadores de calor	125
1.	Classificação de Trocadores de Calor	125
1.	Classificação pelo processo de transferência de calor.	125
2.	Classificação de acordo com o tipo de construção.....	125
3.	Classificação pelo contato entre os fluidos	126
4.	Classificação de acordo com a compacticidade	126
5.	Classificação segundo a disposição das correntes	127
6.	Classificação pelo mecanismo de transferência de calor	127
2.	Critérios de seleção de um trocador de calor	127
3.	Critérios quanto ao tipo de equipamento	128
4.	Trocadores tipo casco e tubos	129
1.	Tubos.....	129
2.	Espelhos	131
3.	Casco.....	132
4.	Cabeçotes	132
5.	Chicanas	133
6.	Tirantes e espaçadores	133
16.	Superfícies Aletadas.....	135
1.	Equivalência elétrica	137
17.	Cálculo do coeficiente de película para o lado do casco de um trocador do tipo casco-e-tubo	138
1.	Metodologia de Cálculo	138
2.	Método de Tinker.....	138
3.	Nomenclatura.....	140
1.	Tubos e geometria dos tubos.....	140
2.	Geometria das chicanas (no casco)	140

3.	Bocal	140
4.	Tubos.....	140
5.	Temperatura	141
6.	Informações de processo do lado do casco	141
7.	Informações de processo do lado do tubo	141
8.	Informações especiais	141
4.	Princípios gerais do método	155
1.	Coeficiente de película corrigido	155
2.	Queda de pressão no tubo	156
5.	Cálculos auxiliares	157
1.	Considerações sobre a chicana.....	157
6.	Áreas de vazamento	160
1.	Vazamento entre feixes de tubo e casco e através de caminhos em bancos de tubos 160	
2.	Superfície entre casco e chicana	161
3.	Vazamento entre tubos e chicanas	162
7.	Fatores de correção	163
1.	Fatores de correção para a janela da chicana (Jc).....	163
2.	Fator de correção para vazamento através da chicana para transferência de calor Jℓ e queda de pressão Rℓ	163
3.	Fator de correção para bypass através do feixe de tubos	165
4.	Correção para gradiente adverso de temperatura em fluxo laminar.....	166
5.	Correção de transferência de calor devido a distâncias desiguais entre chicanas e espelhos de entrada e saída de chicanas intermediárias	166
6.	Correção de queda de pressão para passo de chicanas diferentes entre a entrada e saída	168
8.	Correlação para transferência de calor e queda de pressão em bancos de tubo	168
1.	Determinando Ji e fi	169
2.	Coeficiente de película ideal (αi)	170

3.	Cálculo da queda de pressão ideal ΔP_i	172
18.	Cálculo do coeficiente de película para o lado dos tubos de um evaporador com feixes de tubos verticais	173
1.	Estimar geometria do trocador	173
2.	Porcentagem de vaporização.....	173
3.	Calcular ΔP_{tp}	174
4.	Calcular o coeficiente de película para nucleação de bolhas	174
5.	Calcular o coeficiente de película convectiva do evaporador	174
6.	Calcular S.....	175
7.	Coeficiente de película α_b	175
8.	LMTD	175
19.	Resultados	176
1.	Hipóteses.....	176
2.	Parâmetros de entrada utilizados para a turbina a gás.....	176
3.	Propriedades calculadas	177
1.	Resumo Propriedades.....	178
2.	Posição 1	180
3.	Posição 2	180
4.	Posição 3	181
5.	Posição 4	181
6.	Posição 5	182
7.	Posição 6	182
8.	Posição 7 – Caso não houvesse recuperação de calor.....	183
9.	Posição 7	183
10.	Posição 7SA	184
11.	Posição 7EV	184
12.	Posição 7EC	185
13.	Trocador de Calor – Lado Vapor (Tubo)	185

14.	Trocador de Calor – Lado Gás (Casco).....	186
4.	Resultados Turbina a gás	186
1.	Obtendo T2 - Compressor.....	186
2.	Obtendo T3 – Câmara de Combustão	187
3.	Obtendo T4 – Turbina 1.....	187
4.	Obtendo T5 – Câmara de Mistura.....	187
5.	Obtendo T6 – Turbina 2 com trocador (gás + vapor)	188
6.	Obtendo T6 – Turbina 2 sem trocador (gás)	188
5.	Parâmetros utilizados para os trocadores de calor	189
6.	Resultados Trocador de Calor	189
7.	Check-List.....	190
8.	Economizador	191
1.	Dados de entrada.....	191
2.	Geometria.....	192
3.	Valores dos Intermediários	193
4.	Resultados.....	194
5.	Gráfico dos Resultados	195
9.	Super-aquecedor	195
1.	Dados de entrada.....	195
2.	Geometria.....	196
3.	Valores dos Intermediários	197
4.	Resultados.....	198
5.	Gráfico dos Resultados	200
10.	Evaporador.....	200
1.	Dados de entrada.....	200
2.	Geometria.....	203
3.	Valores dos Intermediários	204

4.	Resultados	205
5.	Gráfico dos Resultados	206
20.	Conclusão.....	207
Anexo A – Relações Politrópicas.....		208
1.	Relações Politrópicas com gases reais	208
1.	Processos Politrópicos	208
2.	Equação dos Gases Perfeitos.....	208
2.	Equação fundamental.....	209
3.	Rendimento Politrópico ou Hidráulico	210
1.	Sem troca de calor.....	211
2.	Com troca de calor	212
Anexo B – Equações para Mistura de Gases		213
1.	Lei de Dalton (das pressões parciais).....	213
2.	Massa molar de misturas em termos de massa parcial.....	213
3.	Fração molar de misturas	214
4.	Massa molar de misturas em termos de fração molar	214
5.	Calor Específico em função da massa parcial.....	215
6.	Calor Específico em função da fração molar (n_p) e da massa molar parcial (M_p) ...	215
7.	Calor específico médio para uma molécula a uma dada temperatura.....	216
Anexo C – Mapa Turbo-Compressor.....		217
Anexo D – Dados Psicrométricos		218
1.	São Paulo – Congonhas.....	218
2.	São Paulo – Guarulhos – Utilizado.....	218
Anexo E - Cronograma e atividades		219
Anexo F – Modelos Construtivos para Trocadores de calor.....		220
Referências.....		222

Lista de Figuras

Figura 1 - Esquema de funcionamento de um ciclo a gás base com injeção de vapor (STIG) (2).....	4
Figura 2 - Rendimento e temperatura de ciclo simples e regenerativo para microturbinas a gás. (2)	7
Figura 3 - Pacote de micro-turbina a gás. (2)	8
Figura 4 - Exemplo de balanço térmico completo de uma turbina a gás em ciclo simples com $B=15$ e $TIT=1280$ C, $m=600$ kg/s. Assumindo cálculo da Tabela 1. (2).....	13
Figura 5 - Variação dos valores do ciclo base. (2).....	14
Figura 6 - Rendimento e trabalho específico para ciclos simples reais de turbinas a gás com a variação da taxa de compressão. (2)	16
Figura 7 - Esquema de funcionamento de um ciclo a gás base com injeção de vapor (STIG). (2).....	18
Figura 8 - Esquema funcional , em seção, de um combustor de turbina a gás. (2).....	19
Figura 9 - Rendimento e trabalho específico para ciclos a injeção de vapor. (2).....	22
Figura 10 - Esquema de funcionamento de um ciclo a gás com injeção de vapor com compressão inter-refrigerada (ISTIG). (2)	25
Figura 11 - Ciclo combinado unfired com uma única evaporação. No esquema da caldeira de recuperação estão indicadas as três seções de troca de calor. (2)	28
Figura 12 - Diagrama de recuperação térmico em uma caldeira de recuperação com um nível de evaporação. É evidenciado os ΔT de maior importância. (2).....	28
Figura 13 - Esquema conceitual de circulação de vapor em uma caldeira de recuperação (2)	36
Figura 14 - Possíveis esquemas de funcionamento do desareador, inserido na caldeira a recuperação em um ciclo combinado. TB são os tubos geradores de vapor. (2)	37
Figura 15- Esquema de turbina a gás em ciclo Brayton.....	39
Figura 16- Esquema de turbina a gás em ciclo misto com recuperação de calor e geração de vapor	41
Figura 17 - Ensaios com a micro-turbina a gás LETE-USP. (2).....	42
Figura 18- Esquema de turbina a gás em ciclo misto com recuperação de calor e geração de vapor	44
Figura 19 - Acoplamento evaporador e tanque de flashing	55
Figura 20 - Interpolação para valores de viscosidade do ar	62

Figura 21 - Representação tridimensional para condutividade térmica da mistura de gases .	63
Figura 22 - Circuito elétrico equivalente para mistura de fluídos.....	64
Figura 23 - ξ x Y3 (variando Y6)	75
Figura 24 - ξ x Rcp	75
Figura 25 - Diagrama Txs Ciclo Base Ideal (2).....	81
Figura 26 - Diagrama Txs Ciclo Lete-USP Ideal (2)	84
Figura 27 - Diagrama Txs Ciclo com Recuperação de Calor Ideal (2).....	89
Figura 28 - Diagrama Txs Ciclo Base Limite (2)	93
Figura 29 - Diagrama Txs Ciclo Lete-USP Limite (2)	96
Figura 30 - Diagrama Txs Ciclo com Recuperação de Calor Limite (2)	100
Figura 31 - Diagrama Txs Ciclo Base Real	104
Figura 32 - Diagrama Txs Ciclo Lete-USP Real (2).....	116
Figura 33 - Diagrama Txs Ciclo com Recuperação de Calor Real (2)	118
Figura 34 - Esquema funcional da caldeira de recuperação geradora de vapor (2)	120
Figura 35 - Esquema indicando massas	120
Figura 36 - Diagrama T x %W - Indicando temperaturas relevantes (2).....	121
Figura 37 - Exemplo de possível montagem para a caldeira recuperadora de calor geradora de vapor.....	124
Figura 38 - Esquema de variação de temperatura em condensadores, evaporadores e trocadores de calor em contra corrente e concorrentes. (4)	127
Figura 39 - Trocadores Tipo Casco e Tubos.....	128
Figura 40 - Trocadores Resfriados a Ar.....	128
Figura 41 - Componentes básicos do trocador de calor tipo casco-e-tubo.....	129
Figura 42 -Trocador casco-e-tubo com casco e tubos transparentes. Pode-se ver as chicanas em branco. (2).....	130
Figura 43 - Seção final de tubo mandrilados	130
Figura 44 - Tubo aletado.....	130
Figura 45 - Espelho e tubos calandrado.....	131
Figura 46 - Tubo soldado ao espelho	131
Figura 47 - Mandril	132
Figura 48 - Casco-e-tubo	132
Figura 49 - Tipos de cabeçotes	132
Figura 50 - Tipos de Chicanas 1.....	133
Figura 51 - Tipos de chicanas 2	133

Figura 52 - Espaçadores e Tirantes	134
Figura 53 - Esquema de uma seção tubular aletada (4).....	136
Figura 54 - Diagrama esquemático da distribuição do fluxo para o escoamento do lado do casco que contém chicanas	138
Figura 55 - Modelo esquemático para o fluxo axial do casco e as resistência através de vazamentos pelos espaços da chicana.....	139
Figura 56 - As áreas hachuradas são as preferíveis enquanto as pontilhadas são aceitáveis em situações específicas. As dimensões estão em milímetros.....	142
Figura 57 - Configuração de tubos	143
Figura 58 - parâmetros básicos para disposição da geometria dos tubos	144
Figura 59 - Definições de comprimento dos tubos	145
Figura 60 - Cortes das chinas Bc recomendados como função da razão Lbs/Ds. SBC representa o corte indicado para fluxos sem mudança de fase enquanto CV é aplicado a condensadores/evaporadores.....	146
Figura 61 - Esquema da distribuição dos passo das chicanas (Lbc) centrais e o Lb de entrada e saída.	147
Figura 62 - Esquema do arranjo da proteção para os tubos no caminho dos bocais de entrada e saída do casco.....	147
Figura 63 - Relações geométricas fundamentais para a chicana	150
Figura 64 - Escoamento típico em <i>bypass</i> com a presença de selantes (<i>sealing strips</i>) com $N_{ss}=1$	150
Figura 65	153
Figura 66 - Média Logaritmica	154
Figura 67 (10) - Relações geométricas básicas da área da chicana.....	157
Figura 68 - parâmetros básicos para disposição da geometria dos tubos	159
Figura 69 - Diagrama mostrando a area efetiva de troca de calor para a janela da chicana	160
Figura 70 - Área de vazamento na direção do escoamento	161
Figura 71 - Área de vazamento entre casco e chicana.....	162
Figura 72 - Espaçamento diametral típico entre tubos e chicanas;.....	162
Figura 73 - Correção para queda de pressão devido a vazamentos nas chicanas (fator Ri)	164
Figura 74 - Fator de correção (Jz) para troca de calor para vazamentos como função de Rlm e Rs	164

Figura 75 – Fator de correção (J_b) para vazamento entre feixes de tubos e casco como função de F_{sbp} , considerando a influência de selantes.....	165
Figura 76 – Fator de correção para queda de pressão (R_b) devido ao <i>bypass</i> entre casco e fileiras de tubos como função de F_{sbp}	165
Figura 77 – Desenho esquemático representando o passo entre as chicanas intermediárias, a de entrada e a de saída.	167
Figura 78 – Banco de tubos ideal para obter os fatores j_i e f_i em um layout de 30°	170
Figura 79 - Banco de tubos ideal para obter os fatores j_i e f_i em um layout de 45°	170
Figura 80 - Banco de tubos ideal para obter os fatores j_i e f_i em um layout de 90°	170
Figura 81 - Mapa do Turbo-compressor presente no LETE-USP.....	217
Figura 82 - Cronograma de Atividades.....	219
Figura 83 - Nomenclatura de trocadores de calor. (6)	220
Figura 84 - Partes de um trocador de calor. (6)	221
Figura 85 – Exemplos de trocadores de calor e as suas respectivas nomenclaturas. (6)	221

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Rendimento e potência das micro-turbinas atualmente disponíveis. (2).....	9
Tabela 2 – Elenco comparativo entre as hipóteses. (2).....	12
Tabela 3 - Confronto entre ciclos mistos e combinados. (2).....	25
Tabela 4 – Variação do rendimento, da potência e de alguns parâmetros de ciclo com recuperação (com 1 nível de pressão). Utiliza-se $\Delta T_{pp}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{ap}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{sc}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$. (2)	30
Tabela 5 - Equipamentos de entrada e saídas relacionadas ao ponto do sistema.....	44
Tabela 6 - Na tabela pode-se observar onde está cada ponto.....	45
Tabela 7 - Temperatura do gás em cada ponto	52
Tabela 8 - Temperatura da água em cada ponto	52
Tabela 9 - Propriedade para elementos de interesse (2).....	59
Tabela 10 - Viscosidade cinemática para o ar.....	61
Tabela 11 - Constantes de calor específico para gases selecionados (2)	68
Tabela 12 - Constante de calor específico para gases selecionados (continuação) (2)	69
Tabela 13 - Propriedades Termodinâmicas para Gases Selecionados (2).....	70
Tabela 14 - Propriedades Termodinâmicas para Gases Selecionados (continuação). (2).....	70
Tabela 15 - Propriedades para calcular C_p (2).....	71
Tabela 16 - Propriedades dos compostos utilizados no compressor (2)	71
Tabela 17 - Propriedades da mistura de gases no compressor (2)	71
Tabela 18 - Componentes que atravessam a turbina (2)	72
Tabela 19 - Propriedades para calcular C_p (2).....	72
Tabela 20 - Vazão Mássica (2)	77
Tabela 21 - Vazão utilizada (2).....	78
Tabela 22 - Propriedades dos compostos utilizados na turbina (2).....	78
Tabela 23 - Propriedades da mistura de gases na turbina (2).....	79
Tabela 24 – Tipos de aletas (4).....	135
Tabela 25 – Distribuição de temperatura e taxa de transferência de calor (4).....	136
Tabela 26 – Espessura de tubos, diâmetro interno e externo	143
Tabela 27 – Comparação entre ângulos de tubos em seções sucessivas.....	144
Tabela 28 – $L_{b,m\acute{a}x}$ em função do diâmetro do tubo	147
Tabela 29 – Velocidade máxima admissível na entrada e saída do casco	148
Tabela 30 – C_1	149
Tabela 31 – Resistências devido a incrustação em diversos compostos orgânicos	151

Tabela 32 - Resistências devido a incrustação em diversos compostos inorgânicos	152
Tabela 33 – Velocidades admissíveis no tubo	152
Tabela 34 – Coeficientes correlacionais para j_i e f_i	169
Tabela 35.....	218
Tabela 36.....	218
Tabela 37.....	218
Tabela 38.....	218

1. Introdução

Esse trabalho aborda temas como turbinas a gás, ciclos mistos, micro-turbinas a gás, turbinas a vapor, trocadores de calor, geradores de vapor, caldeiras geradoras de vapor (economizadores, evaporadores, superaquecedores). Observando a amplitude de máquinas térmicas utilizadas pode-se ter uma noção da complexidade envolvida e a extensão bibliográfica relacionada a um trabalho desse porte.

Sendo assim, nesse relatório-parcial, primeiramente foram dedicados 4 capítulos para estudar esses tipos de máquinas térmicas. Eles tratam sobre micro-turbinas a gás, turbinas a gás propriamente dita, ciclos mistos utilizando gás e vapor e finalmente aborda caldeiras geradoras de vapor.

Em seguida mais três capítulos descrevem de maneira sucinta o ciclo standard para turbinas a gás, nesse trabalho chamado de ciclo base, e que se refere ao ciclo Brayton Padrão, o ciclo LETE-USP, que é o esquema do modelo montado na bancada do laboratório LETE-USP, e o esquema para o ciclo com Recuperação de calor, que é o foco desse trabalho.

O próximo capítulo aborda um tema de fundamental importância que é obter as propriedades das misturas o mais próximo possível da realidade, já que em turbinas a gás os valores obtidos para rendimento são extremamente dependentes dos parâmetros da mistura (massa molar, calor específico a pressão e a volume constante, composição do ar, tipo de combustão e de combustível, etc.).

Já os três capítulos que vêm em sequência abordam as hipóteses, a metodologia de cálculo para o rendimento e os resultados para cada um dos tipos de ciclos. São considerados o ciclo ideal, o ciclo limite e o ciclo real para cada um dos três ciclos abordados que são o ciclo base, que é o ciclo teórico, o ciclo LETE-USP e o ciclo com recuperação de calor, totalizando 9 ciclos “diferentes”. Vale lembrar que pela quantidade de cálculo (foram feitos 22 ensaios) foi decidido inserir os resultados somente quando fossem disponíveis para todos os ciclos de modo a não provocar uma falsa consideração sobre um rendimento que aparentemente é muito alto para o ciclo ideal e quando considerado o ciclo real, é absurdamente baixo. Além disso, a avaliação dos ensaios deve ser criteriosa pois os valores exibidos não são totalmente confiáveis.

O último capítulo aborda os esquemas construtivos possíveis e mostra uma solução possível para a caldeira a recuperação de calor para geradora de vapor. Os anexos abordam a metodologia para o trabalho com relações politrópicas, equações utilizadas para calcular as propriedades de mistura de gases, o mapa do turbo-compressor do LETE-USP, o cronograma de atividades e os modelos construtivos para trocadores de calor fornecidos pela (1).

2. Micro-turbina a gás

Nesse capítulo será descrito o estado da arte para micro-turbinas a gás. A tecnologia da turbina a gás e de ciclos combinados tem contribuído para melhorar os aspectos energéticos das grandes instalações de cogeração, mas sempre deslocando as plantas para a zona de alta potência. Sendo assim, a cogeração é uma prática muito difundida no setor industrial, mas é bem menor no setor terciário ou residencial onde é bloqueada em primeiro lugar pela grande variação de carga, e em segundo pela dificuldade decorrente da realização da rede de distribuição de calor suficientemente longa para gerir a enorme potência que é típica, por exemplo, de ciclos combinados.

Para sair dessa situação poderia ser conveniente sair da ótica de “geração centralizada” (grandes máquinas e custosas redes de distribuição) para a ótica de “geração descentralizada” (pequenas máquinas localizadas no consumidor). Geração distribuída e cogeração caminham juntas uma vez que a menor eficiência termodinâmica decorrente de pequenas máquinas é compensada, na lógica da geração distribuída, pelo uso cogenerativo de tais máquinas. Pode-se pensar inclusive em uso trigerativo no qual ocorre a produção de eletricidade, calor e potência frigorífica.

Esse conceito, apesar de empolgante, requer o desenvolvimento de máquinas adequadas, com grau de conciliar bom rendimento e potência termodinâmicos com custos reduzidos e baixas emissões constituindo um grande desafio tecnológico. Se em uma visão futura a tecnologia de referimento são as células de combustível, o seu custo atual é proibitivo e em geral não tem um consistente amadurecimento tecnológico. Uma interessante alternativa é a micro-turbina a gás.

O emprego da turbina a gás para geração de potência elétrica de pequena escala (< 200kW) é uma realidade bem inovativa. As turbinas a gás presentes no mercado industrial mostram uma verdadeira competitividade econômica e energética com potência superior a 5-10MW, enquanto as unidades de pequena potência mostram custos específicos crescentes e rendimentos notavelmente menores, o que rende um custo do kWh produzido dificilmente competitivo (mesmo em cogeração) com aquele gerado pela rede elétrica. Máquinas com potência ainda menores podem aparentemente parecer decisivamente fora do mercado (como de fato ocorreu até hoje), isso se o conceito de “micro turbina” não envolvesse um completo remodelamento da arquitetura da máquina bem como da sua utilização. Se as turbinas a gás com poucos MW não são somente uma escala reduzida das grandes unidades, as micro

turbinas a gás são caracterizadas por um completo reprojeto da arquitetura da máquina e se baseiam no emprego de um ciclo com regeneração e turbo-máquinas radiais, muito mais baratas e operadas a rotações altíssimas.

1. Componentes e tecnologias construtivas

A Figura mostra em modo esquemático a configuração geral de um projeto de micro turbina a gás (MTG). Os elementos fundamentais são: turbo - compressor, regenerador, combustor, gerador e sistema de condicionamento de potência (power conditioning).

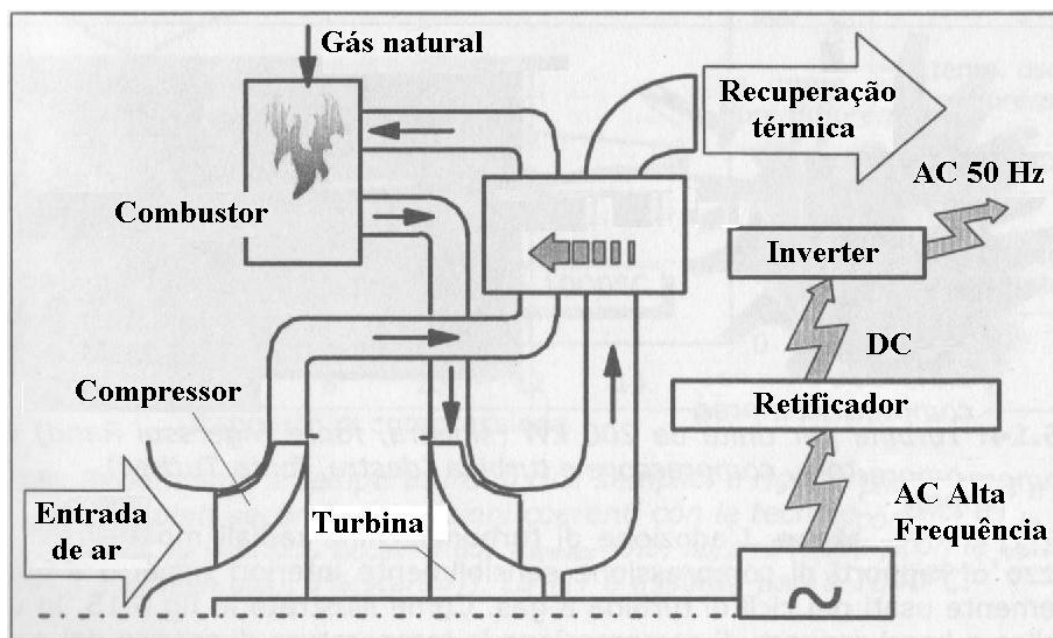


Figura - Esquema de funcionamento de um ciclo a gás base com injeção de vapor (STIG) (2)

1. Turbo-compressor

O turbo-compressor é constituído por um compressor centrífugo e de uma turbina radial centrípeta, em rotação a velocidades da ordem de 70000 a 120000 RPM, sustentados da mancais magnéticos ou a ar. Essas características derivam das exigências projetuais de alta precisão. A necessidade de operar em rotação (inusualmente) elevada deriva da pequena vazão de ar e de combustível (da ordem de 0,2 a 0,5 kg/s) resultando uma pequena potência. A isso correspondem pequenas dimensões e sendo a velocidade relacionada ao salto de pressão, que deve ser alto independente das dimensões da máquina, a velocidade também deve ser mais alta ainda devido a pequena dimensão da máquina. Isso vale principalmente para a velocidade periférica u ($u = \omega \cdot R$) que não irá variar sensivelmente com as dimensões da máquina, sendo assim, com mesmo u , se R é menor (máquina de pequena potência e vazão) ω deve ser elevado. Esse conceito é bem ilustrado pela eq.(2.1). Para obter bons rendimentos N_s deve ser mantido em um campo restrito e é possível individuar os valores que correspondem ao máximo rendimento para uma certa categoria de máquinas. Para pequenas vazões volumétricas, como as que estão em jogo, é necessário adotar como velocidade de rotação como a indicada na eq.(2.1).

$$N_s = \omega \cdot \frac{\sqrt{Q_{in}}}{\Delta h_{ts}^{\frac{3}{4}}} \quad (2.1)$$

Além disso, sempre como consequência das pequenas dimensões absolutas em jogo, fica fácil perceber que a adoção de um compressor axial multi-estágio (>10) é completamente impensável. Juntamente com a necessidade de maximizar o salto entálpico por estágio (por motivos principalmente econômicos) é fundamental a utilização de máquinas radiais (centrífugas para compressor e centrípetas para turbina) que consigam desenvolver uma razoável taxa de compressão (ou de expansão) com um só estado, até um máximo de 4-6 (valor suficientemente alto para realizar ciclos eficientes), com rendimento e potência pouco influenciados pela reduzida dimensão da máquina girante.

2. Regenerador

A adoção de turbo-máquinas radiais mono-estado implica na utilização de taxas de compressão sensivelmente inferiores quando comparadas as taxas comumente utilizadas nos ciclos de turbina a gás. Como pode ser visto na Figura , em um ciclo simples a baixa taxa de compressão, a temperatura de descarga do gás resulta muito elevada, enquanto aquela de ingresso no combustor é muito reduzida, sendo duas condições incompatíveis para um bom rendimento (por exemplo, com $\beta=4$ os gases são descarregados a 710 °C e o ar entra no combustor a somente 184 °C, com um rendimento de 16,45%). O emprego de um ciclo regenerativo permite evitar tais inconvenientes, como é claramente mostrado na Figura . Com $\beta=4$ já pode ser obtido um rendimento de 33%, valor que está fora do que é atingível com um ciclo simples nas condições supostas. A Figura mostra sobretudo como a adoção de um regenerador torne desvantajoso a utilização de taxas de compressão mais elevadas.

Um bom projeto do regenerador é um elemento chave no sucesso técnico e econômico para essas máquinas, sendo dois os tipos utilizados:

- A superfície, ou seja, um trocador convencional com uma separação física entre ar pressurizado e gases de combustão, adotando geometrias para troca de calor projetada para promover a convecção forçada;
- A matriz rotacional, no qual um material metálico ou cerâmico adquire calor quando está no lado quente e elimina calor resfriando-se quando está no lado frio (aquecendo desse modo o ar). O segundo sistema apresenta elevada eficácia de troca de calor e custos e dimensões reduzidas, mas deve ser considerado que uma pequena quantidade de um fluido adentra o outro fluido.

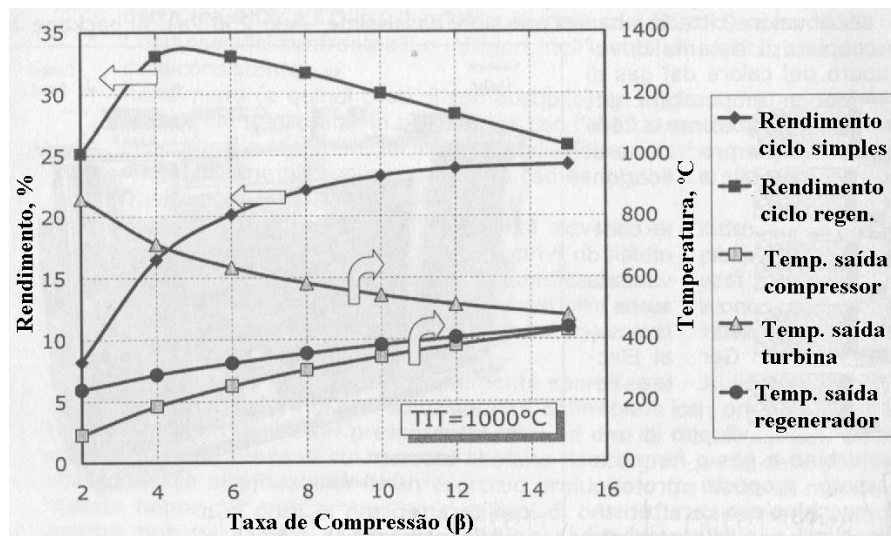


Figura – Rendimento e temperatura de ciclo simples e regenerativo para microturbinas a gás. (2)

Os dados utilizados na Figura são: $\eta_{p,c} = 85\%$; $\eta_{p,t} = 82,5\%$; $\eta_{el/mec} = 90\%$; $\frac{\Delta P}{P} = 1\%$ (aspiração); 1% (reg. de ar); 3% (combustível), 3% (reg. gás). 3% (descarga) O TIT foi assumido como 1000°C .

3. Combustor

Não apresenta nenhuma peculiaridade adicional com respeito as tecnologias usuais para turbinas a gás, permitindo atingir valores de emissão de NO_x inferiores a $10\text{-}15\text{ppmvd}$ a 15% de O_2 indicativamente a uma ordem de grandeza menor quando comparados a motores alternativos a gás, não necessitando dessa forma catalisador na descarga dos gases. Entretanto estão sendo estudados combustores catalíticos em grau de reduzir ainda mais as emissões de NO_x .

4. O gerador e o sistema de “Power conditioning”

Para evitar o emprego de redutores, um gerador a imã permanente gira junto a árvore da turbina produzindo energia elétrica a alta frequência (ex.: 3000 Hz AC em um caso a 90000 RPM a 4 pólos), posteriormente convertida a 50 ou 60 Hz trifase 400 V com um inverter estático. O rendimento de conversão, de potência mecânica a elétrica está entre 92-94%. Nessa estrutura o turbo-gerador pode funcionar em qualquer número de giros, operando a carga parcial e a giro parcial. O grau de liberdade consentido da velocidade de rotação variável pode permitir notavelmente o grande decaimento de rendimento e potência a carga parcial típico em turbinas a gás. Tal possibilidade possui notável importância, visto que no funcionamento cogenerativo pode ser necessário seguir a carga imposta pelo utilizador.

2. Características, rendimento e potência

As micro-turbinas a gás são fornecidas em um “package” contendo todas as máquinas necessárias ao funcionamento do sistema (Figura), uma vez efetuada a ligação elétrica e do gás natural. Para esse propósito o package contém geralmente um compressor de gás necessário a alimentar a máquina (a rede municipal de distribuição de gás têm pressões muito baixas – exemplo: 250 Pa). O package contém um sistema de recuperação de calor dos gases de descarga, a temperaturas entre 260-300 o C, para a produção de calor útil para uma aplicação de cogeração.

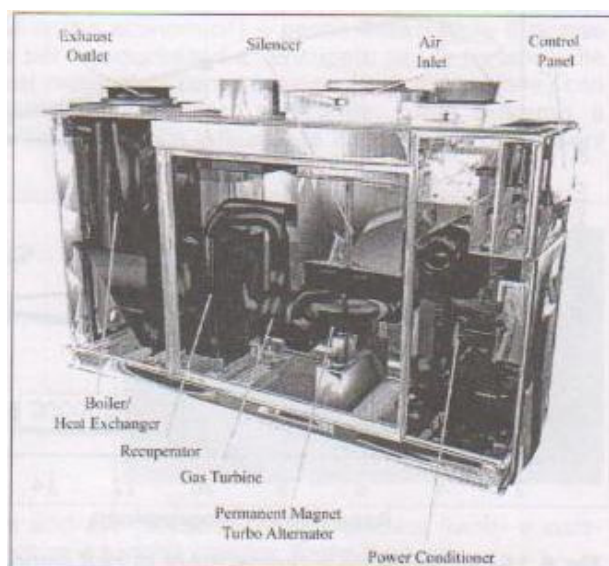


Figura – Pacote de micro-turbina a gás. (2)

As micro-turbinas comercialmente disponíveis ou em fase avançada de desenvolvimento estão elencadas na

Tabela . Várias empresas estão trabalhando no desenvolvimento de micro-turbinas a gás e no passado já foram propostos alguns protótipos com máquinas cujas características eram similares as propostas na

Tabela . Todas as máquinas dessa tabela usam materiais metálicos na regeneração. Os valores de temperatura máxima do ciclo considerado são na realidade próximos a 900-950 °C, que existem devido a necessidade de resfriamento utilizando materiais metálicos constituídos de uma liga a base de níquel. Valores muito superiores, da ordem de 1100 °C e além disso, que proporcionariam um rendimento da ordem de 35-40%, seriam possíveis com o emprego de materiais cerâmicos, cuja utilização está em fase experimentação dentro dos programas de pesquisa, mas que no momento ainda não está disponível. Com a tecnologia atual o rendimento elétrico é da ordem de 30%, valores que concorrem (ou quase) com aqueles oferecidos por motores alternativos a gás natural da mesma classe de potência.

Tabela – Rendimento e potência das micro-turbinas atualmente disponíveis. (2)

Construtor e Modelo	Potência (kW)	Rendimento Elétrico Bruto %	Vazão de gás do escape (Kg/s)	RPM
Capstone C30	30	24	0.31	96000
Capstone C60	60	28	0.49	96000
IR PowerWorks MT70	70	29	0.73	n.d.
Bowman TG 80	80	28	0.83	68000
Elliott TA-100	100	29	0.79	n.d.
Turbec T100	100	30	0.81	70000
IR PowerWorks MT250	250	30	2.0	n.d.

Devido à experiência adquirida e à projeção relativa sobre um mercado e uma tecnologia com notável perspectiva de desenvolvimento, todos construtores concordam em afirmar que, confrontando com um motor alternativo a gás, as microturbinas oferecem as seguintes vantagens:

- Emissões notavelmente reduzidas. Em termos específicos com respeito a 1kWh produzido (ex. NOx e CO < 0,1 g/kWh e em muitos casos NOx <9 a 15% O₂).
- Custo específico comparável ou inferior, na hipótese da formação de um mercado consistente.
- Rendimento (custo do combustível) atualmente ainda um pouco menor, mas com perspectiva de melhora com o avançamento tecnológico.
- Menor peso e dimensão, facilidade de instalação, menor ruído e vibração.

Micro-turbina a gás
Características, rendimento e potência

- Manutenção significativamente reduzida (ex. a cada 8000h) e a custos menores, vida útil estendida (ex. 80000h).
- Simplicidade do sistema e alta confiabilidade. Alguns modelos utilizam mancais a ar e são totalmente desvinculados de sistemas auxiliares como circuitos de resfriamento, bombas, circuitos de lubrificação.
- Possibilidade de emprego de diversos combustíveis (ex. gás com reduzido poder calorífico como gases de aterros) com mínimas adaptações.

Depois de alguns anos de atividade basicamente experimental, seja em campo (em serviço comercial, mas com soluções não definitivas e com um atento monitoramento), que em laboratórios de fabricantes e centros de pesquisa, se pode afirmar que os fabricantes presentes no mercado resolveram grande parte da problemática ligada a confiabilidade do sistema em um exercício prolongado (a frota de máquinas atualmente em operação já totalizaram diversos milhões de horas de funcionamento acumulado), apesar de ainda não resultar um completo amadurecimento industrial do produto, especialmente quanto aos custos.

O custo do package de cogeração completo com micro-turbina a gás custava em (2005) próximo a 100-1100 €/kW, enquanto os objetivos propostos para o médio prazo apontam uma redução de custo até 600€/kW.

A melhor utilização das micro-turbinas a gás é certamente em modalidade de cogeração. Os tipos de aplicação podem variar do setor residencial de grande porte (ex. condomínios de casas, condomínios de edifícios) ao setor industrial (ex. produção de alimentos, tecidos, produção climatizada) e principalmente ao setor terciário de serviços (ex. shopping centers, edifício comercial ou de escritórios, clubes esportivos), no qual o uso desses sistemas resulta particularmente promissor. As características do sistema de recuperação térmico MTG são as seguintes:

- Gases de escape com temperaturas próximas a 260-300 °C, que permitam a recuperação de calor mesmo a temperaturas relativamente elevadas, sem a limitação típica dos motores alternativos.
- Composição do gás derivado de uma combustão com amplo excesso de ar (ex. gás natural com composição de escape contendo 17% de O₂).
- Rendimento total relativo à 1ª Lei podendo chegar a 80-85%, no caso de produção de água quente a 70-90 °C (o grau de recuperação térmica é sensivelmente inferior no caso de em que existe a produção de vapor).
- Baixo custo de aquisição dos equipamentos adicionais destinados à recuperação térmica (<10% do total).

3. Turbina a Gás

O cálculo completo de um ciclo de turbina a gás consiste em estimar a potência, o rendimento e as características termodinâmicas dos pontos do ciclo de forma a poder relacionar as especificações de projeto para os componentes e de outros equipamentos que deverão interagir com a máquina. Apesar de uma simplicidade intrínseca e um limitadíssimo número de componentes, o cálculo do ciclo real é uma operação de certa complexidade e delicadeza, já que:

- Os resultados são extremamente dependentes das hipóteses em relação à performance dos componentes, sendo dessa forma necessário, para obter resultados reais, fazer hipóteses precisas sobre os parâmetros que definem tais rendimentos e potências (o mais claro exemplo disso são os rendimentos de turbinas e compressores).
- O cálculo quando se leva em conta o resfriamento das pás da turbina e do compressor é de procedimento complexo e não será abordado nessa discussão.

Com referência as hipóteses necessárias para o cálculo do ciclo real aberto da turbina a gás, é necessário quantificar as causas devido a um afastamento em relação a um ciclo ideal. A

Tabela contém um elenco exemplificando as variáveis, com uma série de valores hipotéticos, que representam adequadamente o standard encontrado nas modernas unidades industriais, especialmente em unidades de grande potência, com tecnologia consolidada.

Tabela – Elenco comparativo entre as hipóteses. (2)

Condições Ambientais	
Temperatura, pressão, umidade relativa	15 °C, 101325 Pa, 60 %
Compressor	
ΔP filtro de aspiração	1 kPa
Δh_{is} para cada estado	27 kJ/kg
Massa de fuga na descarga do compressor	0,8 %
Rendimento Politropico	$SP < 1: 0,895 \cdot \log[1 - 0,07108 \log_{10}(SP)^2]$ $SP \geq 1: 0,895$
Rendimento Orgânico	99,7%
Combustor	
Combustível: Gás Natural (93% CH ₄)	LHV=44,14 MJ/kg
Temperatura e Pressão do Combustível	15 °C, 30 bar
$\Delta P/P$ comb. mínimo; $\Delta P/P$ ar mínimo	33% 3%
Perdas térmicas (% de calor desenvolvido)	0,4%
Temp. Total de ingresso 1º rotor (TIT)	1280 °C
Turbina	
Δh_{is} estado resfriado / não resfriado	300/100 kJ/kg
Rendimento Politrópico	$SP < 1: \eta_{p\infty} \cdot \log[1 - 0,02688 \log_{10}(SP)^2]$ $SP \geq 1: \eta_{p\infty}$ $\eta_{p\infty} = 0,89$ (resfr.); 0,925(não resfr.)
Rendimento Politrópico: 1º bocal	95%
Rendimento Orgânico	99,7%
Temp. máxima pás 1º bocal	830 °C/800 °C
$\Delta P/P$ médio refrigerante	40%
No Mach axial na descarga	0,45
Rendimento do Difusor	0,50
ΔP na descarga (com/sem recuperação térmica)	1 / 3kPa
Gerador Elétrico	
Rendimento	95%

Sobre tais hipóteses serão adicionado os seguintes dados:

- A vazão de ar, que define o tamanho e a potência da máquina;
- A taxa de compressão β , que em geral varia entre 10 e 30.

Na

Tabela um dado de particular importância é obviamente a TIT: o valor indicado de 1280 °C representava em 2005 um nível médio razoavelmente encontrado tanto no mercado para as máquinas industriais de potência elevada quanto na derivação aeronáutica. Deve-se, entretanto, salientar que máquinas já consolidadas com TIT bem mais elevados (1350-1380 °C) então presentes no mercado juntamente com máquinas ainda muito utilizadas que operam com TIT decisivamente inferior (1100-1200 °C).

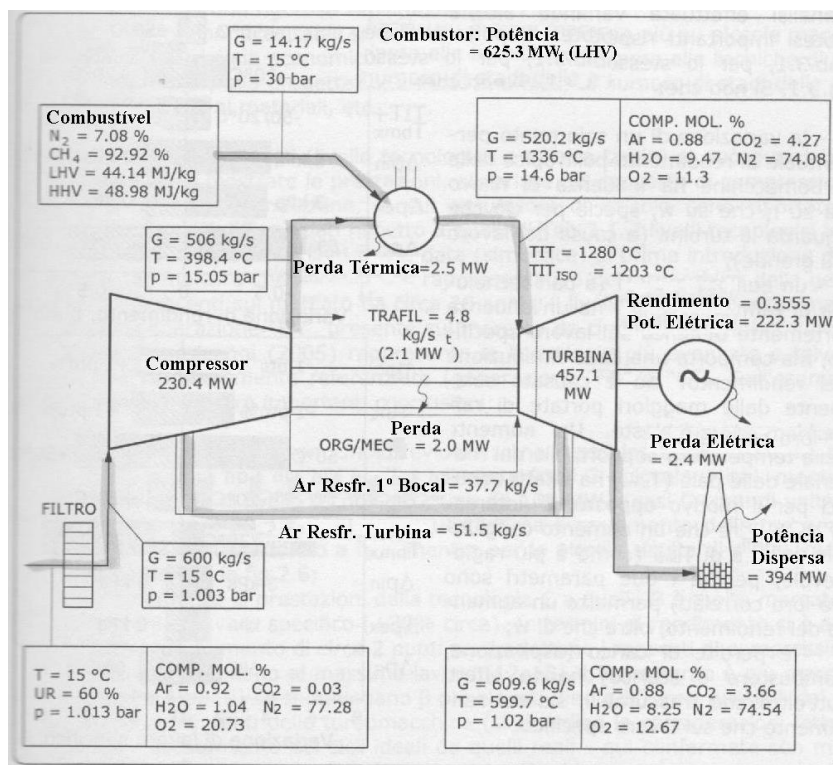


Figura - Exemplo de balanço térmico completo de uma turbina a gás em ciclo simples com $B=15$ e $TIT=1280^\circ\text{C}$, $m=600\text{kg/s}$. Assumindo cálculo da Tabela 1. (2)

A Figura mostra o balanço energético e de massa completo e os pontos do ciclo que derivam das hipóteses acima enunciadas, com uma vazão mássica de 600 kg/s, típica de uma máquina dimensionada para 200MWel, e uma taxa de compressão $\beta=15$. O rendimento da máquina é referido ao poder calorífico inferior (H_{inf}) do combustível usado. Desse balanceamento pode-se verificar algumas considerações já consolidadas em termos qualitativos:

- A potência desenvolvida pela turbina é aproximadamente o dobro da absorvida pelo compressor (em turbinas aeronáuticas resulta aproximadamente 1,5-1,6 vezes)

- A potência térmica gerada no combustor e não convertida em trabalho na turbina é quase inteiramente contida nos gases de escape
- A quantidade dessa perda e a elevada temperatura em que ela ocorre (quase 600 °C) rendem extremamente atraente uma recuperação térmica dos gases de escape
- A vazão de resfriamento é quase 15% da vazão de ar
- O TIT resulta 86 oC inferior ao COT e 77 oC superior ao TITiso
- A composição dos gases de escape contém 12,67% de oxigênio devido ao grande excesso de ar presente na mistura (em outras máquinas com TIT inferior e com maior taxa de compressão o excesso de ar é normalmente mais elevado chegando a 14-15%)

É interessante avaliar a sensibilidade do rendimento e da potência (rendimento e trabalho específico) em relação as hipóteses base utilizadas para de cálculo (

Tabela).

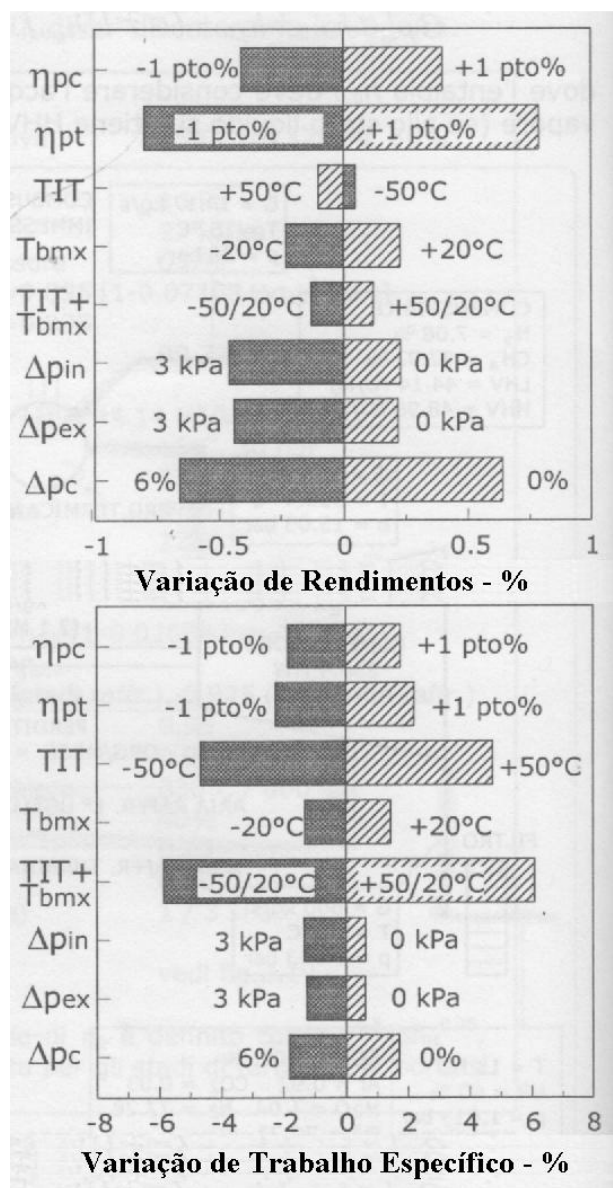


Figura - Variação dos valores do ciclo base. (2)

É importante notar que o aumento conjunto do TIT e de T_{bm} (já que têm correlação entre si) permite um aumento do rendimento e do trabalho específico. Ainda analisando a Figura , as perdas de carga (aspiração, combustão e exaustão) têm efeitos desprezíveis, seja sobre o rendimento que sobre o trabalho específico. Podem-se combinar todos os efeitos negativos considerados na Figura , se obtendo $\eta=32,54\%$ e $w=318$ kJ/kg e combinando todos os efeitos positivos $\eta=37,88\%$ e $w=421$ kJ/kg

A Figura mostra os resultados de uma análise efetuada variando alguns valores do ciclo base. Pode-se observar que a variação de um só ponto percentual do rendimento politrópico tem influência significativa, seja no rendimento global, seja na potência (significativamente devido a turbina, onde a potência é maior).

Um aumento do TIT (com mesma tecnologia de resfriamento) tem uma influência fortemente benéfica sobre o trabalho específico, mas comporta uma leve redução de rendimento, causado somente pela maior vazão de refrigerante necessária. Um aumento da temperatura suportável pelo material das pás (T_{bm}) tem efeito benéfico pelo motivo oposto.

Sendo assim, a sensibilidade do rendimento e da potência do ciclo, mesmo a variações assim pequenas, é elevadíssima e demonstra numericamente como é importante no projeto de uma turbina a gás atingir o nível máximo de capacidade de projeto através da melhor tecnologia disponível no momento.

Na realidade, a evolução das máquinas prevê paralelamente desenvolvimento para melhora do ciclo em diversas frentes (rendimento da turbina e do compressor, melhora dos materiais, refinamento do sistema de resfriamento das pás, aumento do TIT, aumento da taxa de compressão β). É dessa forma possível individuar o cenário tecnológico, que fotografa o estado de desenvolvimento das turbinas a gás, ou seja, a dependência do rendimento e da potência em relação ao cenário tecnológico existente. Não deve ser desprezado o “efeito de dimensão” no qual as máquinas menores são intrinsecamente menos eficientes que a de grande porte por que:

- As turbo máquinas têm rendimento inferior, pelo conhecido motivo ligado a impossibilidade de uma rigorosa semelhança
- As sofisticações aceitáveis em grandes unidades não são mais aceitáveis para pequenas máquinas, por motivo tanto tecnológico quanto econômico. Faz-se referência a técnicas de resfriamento das pás, a projeção fluido-dinâmica, ao número de estados da turbo máquina, ao material, etc.

Para discutir esses aspectos (nível tecnológico e efeito de dimensão) se pode observar a Figura , que exhibe o rendimento e a potência quando se varia a taxa de compressão para quatro famílias de máquinas. As variáveis utilizadas no cálculo estão na Tabela . O nível tecnológico indicativo está associado a uma data (simbólica). O nível C representa as máquinas com mais de 20 anos, o nível B as máquinas atualmente mais difundidas e o nível A as máquinas com tecnologia atual que é a mais avançada.

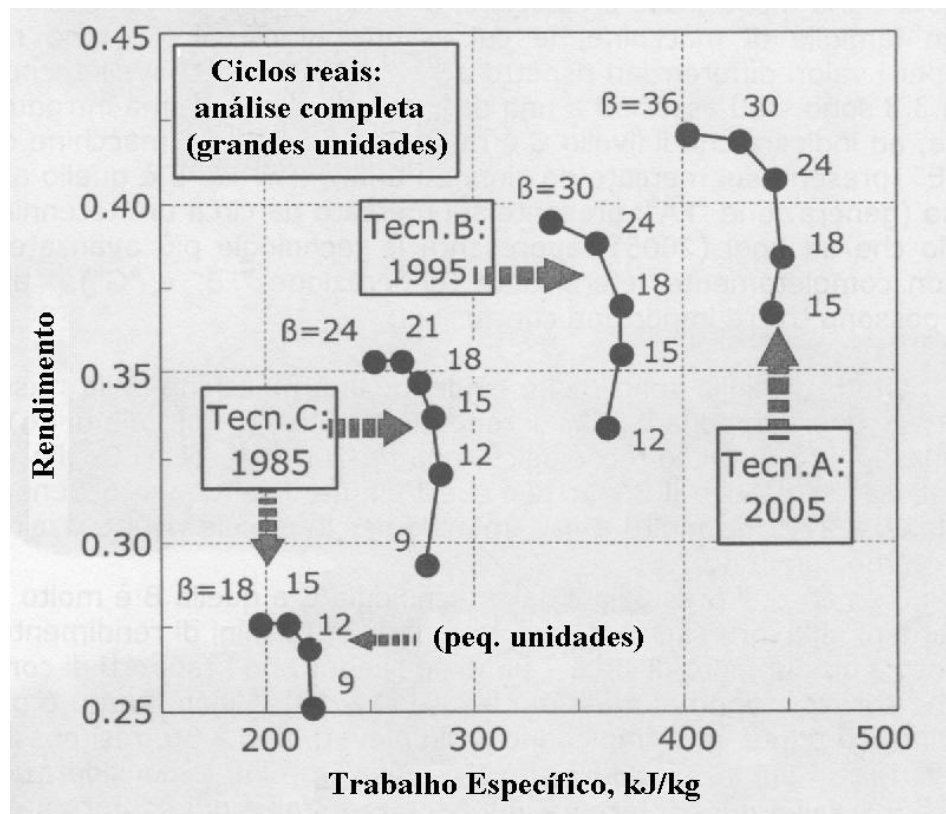


Figura - Rendimento e trabalho específico para ciclos simples reais de turbinas a gás com a variação da taxa de compressão. (2)

Analisando a Figura se pode concluir que:

- Os efeitos de dimensão são muito evidentes;
- Enquanto a aumento de trabalho específico entre B e C é de 30% o aumento de rendimento é de 2%;
- A passagem para a tecnologia A mostra incrementos não muito diferentes dos anteriores, confirmando a conveniência de utilizar taxas de compressão maiores acompanhadas de TIT maior.

4. Ciclos mistos gás/vapor

Nesse capítulo será apresentado um resumo sobre os ciclos mistos. Os ciclos combinados são caracterizados por uma separação física entre gás e vapor (os tubos da caldeira de recuperação), que corresponde a uma distinção muito precisa entre os dois ciclos termodinâmicos, aquele com fluido em fase gasosa (ar ou gases de escape) e aquele com fluido em mudança de fase (água ou vapor). É, portanto, possível imaginar outros tipos de ciclo no qual o gás (ou ar) e vapor (ou água) sejam misturados em determinado ponto do ciclo, dando lugar a um ciclo, ao menos, parcialmente unificado. Esses tipos de ciclos são chamados de “ciclos mistos”, para lembrar com tal terminologia a principal diferença com ciclos combinados, nome que se refere somente a ciclos com separação física entre as duas fases.

Em termos gerais, os ciclos mistos nascem com o objetivo de combinar as vantagens devido ao elevado rendimento presente nos ciclos combinados com o reduzido custo específico presente nos ciclos abertos. A principal vantagem é a eliminação de componentes importantes e custosos como a turbina a vapor, o condensador e os seus subsistemas. O grau de desenvolvimento tecnológico para ciclos mistos é completo somente para as configurações mais simples, como as que utilizam a injeção de vapor, que apesar de possuir rendimentos significativamente inferiores àqueles de ciclos combinados, permite uma significativa redução de custos. Outras configurações, que apesar de serem certamente mais eficientes, são demasiadamente complexas (ISTIG, RWI, HAT, etc.) de modo que atualmente não existem realizações industriais para se basear na realização de estimativas de custo real da planta geradora e então realizar um confronto completo com ciclos combinados. Observando a modesta penetração de tais tecnologias no mercado, constata-se que é necessária maior pesquisa para avaliar eventuais potencialidades dos ciclos mistos.

Os ciclos mistos mais comuns são:

- Ciclo com injeção de vapor recuperado (STIG)
- Ciclo com injeção de vapor recuperado e compressão inter-refrigerada (ISTIG)
- Ciclo com injeção de água recuperada (RWI)
- Ciclo com gases “umidificados” utilizando vapor recuperado (HAT)

3. Turbina a gás com injeção de vapor

Esse projeto trata especificamente de um sistema que utiliza a injeção de vapor, sendo, portanto, esse o foco nessa seção. Será discutida aqui a configuração mais simples que um ciclo misto pode ter, ou seja, uma turbina a gás com injeção de vapor.

A configuração mais simples de um ciclo misto prevê a geração de vapor em uma caldeira de recuperação (similar a caldeira de geração de vapor para ciclos combinados) e a sua injeção na câmara de combustão da turbina a gás (Figura). Este ciclo comercialmente conhecido com o acrônimo STIG (Steam Injected Gas Turbine – marca registrada da GE) ou como ciclo Cheng, do nome do detentor da patente fundamental para sua realização.

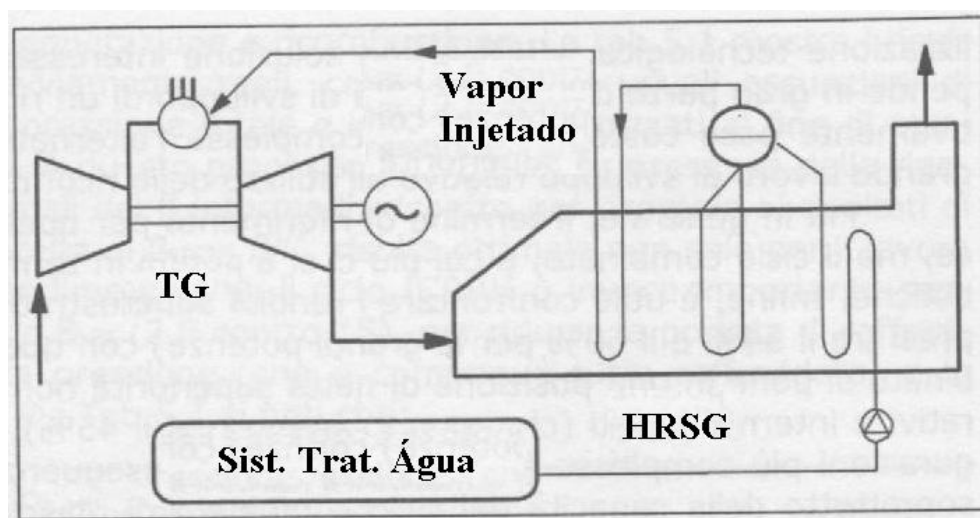


Figura - Esquema de funcionamento de um ciclo a gás base com injeção de vapor (STIG). (2)

O vapor deve ser produzido a uma pressão suficiente para ser injetada no combustor, ou seja, como mínimo a **1,25-1,4** vezes a pressão máxima do ciclo a gás. No ciclo STIG

tradicional o vapor pode ser injetado seja na zona externa ao liner (Figura), seja misturado com o combustível (gás natural) através do bocal do combustível: essa última tem o efeito importantíssimo de reduzir a temperatura da chama na zona primária e, portanto, de drasticamente reduzir as emissões de óxido de nitrogênio NO_x (existem casos em que vapor é injetado unicamente com este propósito, neste caso, com vazão mássica entre 1 e 2 vezes a vazão de combustível). No ciclo STIG utilizado nesse trabalho a única diferença em relação à Figura é que o vapor será adicionado na transição entre a turbina de geração de gás (a turbina acoplada ao compressor) e a turbina de potência (turbina acoplada ao redutor) e não na câmara de combustão como está apresentado na figura.

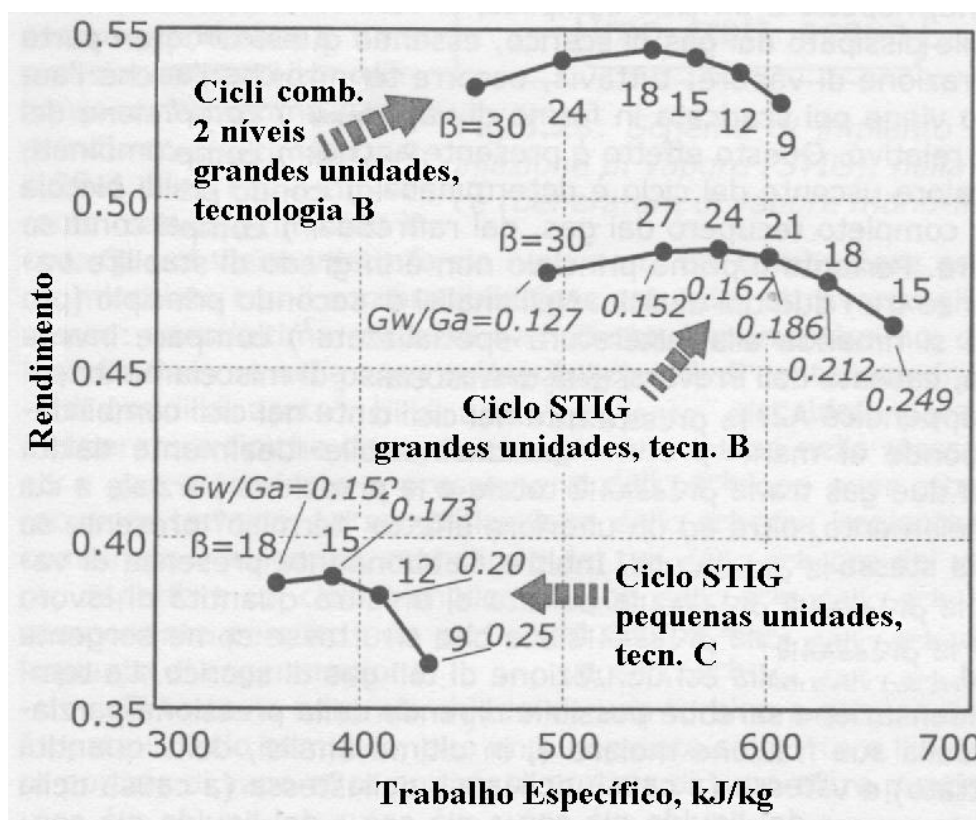


Figura - Esquema funcional , em seção, de um combustor de turbina a gás. (2)

O vapor é então aquecido pela combustão até as temperaturas típicas de uma turbina a gás, expandido na mesma turbina a gás da máquina e descarregado a pressão ambiente depois de ter atravessado o HRSG (caldeira de recuperação de vapor) para realizar a recuperação de calor. A simplificação da planta quando comparada a planta de um ciclo

combinado é evidente, já que não possui o expensor de vapor nem o condensador. Quando comparado a um ciclo simples é necessária a adição de uma caldeira de recuperação, componente esse, com preço geralmente não muito alto e de qualquer forma já presente em um ciclo de cogeração.

É, portanto, natural se perguntar: em uma turbina a gás, se derivada de uma atividade projetada para funcionar em ciclo simples, pode sem demais considerações suportar uma consistente injeção mássica de vapor? A resposta se baseia em três pontos chaves:

- A qualidade do vapor injetado deve ser ótima, em termos de conteúdo de elementos que poderiam causar incrustações na turbina e sobre o combustor ou agressões químicas a altas temperaturas. A presença de sais e óxidos (contendo Cl, Na, K, Pb, V, Ca, Mg, Si, S, etc) deve, portanto, ser reduzida a limites insignificantes. Por exemplo: a GE especifica um conteúdo total de sólidos dissolvidos inferior a 200 ppm. Em outras palavras, é necessário um ótimo sistema de desmineralização da água de alimentação para caldeira, elemento que contribui a uma certa elevação dos custos da planta.
- A vazão mássica de vapor adicionada, somada àquela de ar, comporta a um notável aumento de vazão total na turbina quando comparada a utilização em ciclo simples. Em virtude da equação (4.5), isso comporta um aumento da pressão de ingresso e, portanto, da taxa de compressão β do ciclo, isso quando não se pensa em modificar a seção de passagem no bocal da turbina. Como geralmente acontece, essa modificação não é aceitável por motivos construtivos e de custo e dessa forma ocorre verificar se o aumento do β é compatível com o limite de stall do compressor. Geralmente a margem de stall é suficientemente ampla somente para máquinas aero – derivativas; o que limita o potencial de difusão dos ciclos STIG.
- Enfim é necessário verificar se o notável aumento de potência da máquina seja suportado em termos de solicitação mecânica da estrutura (árvore, rolamentos, redutor, etc.).

Para uma turbina trabalhando fora da condição de projeto, pode-se supor que a vazão volumétrica aspirada pelo compressor seja constante quando a rotação é constante.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = VA = cte \quad (4.1)$$

A pressão dinâmica é:

$$\frac{P}{\rho} = \frac{V^2}{2} = \bar{R}T \quad (4.2)$$

$$V = \sqrt{2\bar{R}T} \quad (4.3)$$

Dessa forma:

$$\dot{m} = \rho \sqrt{2\bar{R}T} A \quad (4.4)$$

$$\dot{m} = \sqrt{2} \frac{PA}{\sqrt{\bar{R}T}} = k \frac{\sqrt{P}}{\sqrt{T}} \quad (4.5)$$

Após discutir sobre características técnicas e funcionais, será analisado o rendimento e a potência (rendimento e trabalho específico) dos ciclos STIG. Do ponto de vista da primeira lei da termodinâmica, é evidente que, comparado a um ciclo simples, se verifica uma drástica redução do calor sensível dissipado pelos gases de escape, sendo esse em grande parte reutilizado para a geração de vapor. Deve ser levado em consideração que a água introduzida no ciclo é eliminada depois na forma de vapor, com a respectiva perda do calor de evaporação relativa à mesma. Este efeito também é presente em ciclos combinados, quando o fluxo de calor que sai do ciclo é determinado, não somente pela pequena fração não transferida na recuperação do gás, mas também pelo calor presente no vapor que é eliminado no condensador do ciclo a vapor. Dessa forma a primeira lei não tem a capacidade de estabelecer com precisão a diferença entre os dois tipos de ciclo. Fazendo uma análise utilizando a segunda lei aparece dessa vez uma importante perda, provocada pela irreversibilidade presente no processo de mistura entre gás e vapor, mistura essa completamente ausente nos ciclos combinados. Essa perda corresponde ao trabalho útil ausente que seria obtido idealmente através da expansão isoterma dos dois gases entre a pressão total e a pressão parcial que se encontram depois de estarem misturados, além de um adicional efeito “térmico” presente se os dois gases não estavam a mesma temperatura. Além disso, a abundante presença de vapor nos gases eliminados comporta a perda de uma outra quantidade de trabalho útil, que poderia ser extraído com um ciclo reversível que utilizasse como fonte de energia o calor disponibilizado através da condensação do vapor de tais gases de escape. A temperatura na qual tal condensação seria possível depende da pressão parcial do vapor (ou seja, da sua fração molar e, em última análise, da quantidade relativa de vapor injetado) e variável durante o processo de condensação (devido a uma menor pressão parcial causada pela progressiva subtração de líquido já condensado). Se pode, então, afirmar que a condensação se verifica normalmente a partir de 50-60 °C, em condições de equilíbrio: se trata de temperaturas baixas para conversão termodinâmica, mas

a quantidade de calor associada é alta (50-60% do calor introduzido no ciclo) de modo que a perda de energia presente nos gases de escape é relevante. Essas duas perdas, no âmbito da segunda lei, são típicas dos ciclos mistos (apesar de diferentes proporções) e são ausentes nos ciclos combinados, onde não estão presentes nem a mistura nem a descarga de vapor na atmosfera. Além disso, nesse último caso, o calor é liberado na temperatura de condensação, que é constante e pode ser abaixada livremente pelo projetista de acordo com vínculos técnico-econômicos de dimensionamento do condensador.

Dessa maneira, desenvolvendo os cálculos do ciclo do mesmo modo descrito na

Tabela , com a hipótese adicional de produzir vapor com pressão 1,3 vezes a pressão de saída do compressor, se obtém os resultados descritos na Figura , fazendo atenção ao trabalho útil e ao rendimento. Para a tecnologia de referimento (B, com TIT=1250 °C, vazão mássica de 600 kg/s) é evidente uma perda de 5-6 % do rendimento comparando com um ciclo combinado a dois níveis de pressão. Entretanto é ainda mais evidente a vantagem quando comparada ao ciclo simples (Figura); de 5-10% de acordo com a taxa de compressão β . Como para ciclos combinados os casos com baixo valor de β e, portanto, com alta temperatura de descarga, obtém uma substancial melhora devido a maior vazão mássica de vapor produzido e injetado na turbina. Dessa forma a Figura mostra razão da vazão mássica de água pela vazão mássica de ar do compressor (G_w/G_a), que cresce até $\beta=15$, aqui considerado o maior valor possível para consentir uma combustão estável e completa.

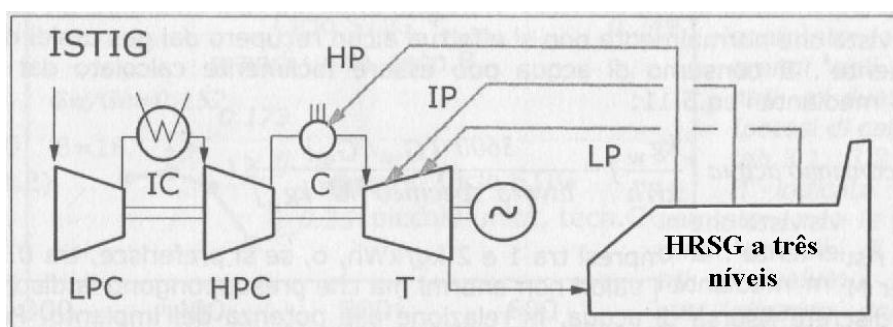


Figura – Rendimento e trabalho específico para ciclos a injeção de vapor. (2)

É possível observar na Figura que o trabalho específico pela vazão mássica do ciclo STIG é consideravelmente superior a do ciclo combinado. Comparado ao ciclo simples o incremento é drástico, de 45% com $\beta=30$ a 80% com $\beta=15$. Pode-se pensar que isso corresponde um equivalente incremento na potencia, sempre respeitando as três condições de exequibilidade do ciclo STIG, é fácil entender o enorme potencial de redução de custo específico das máquinas com a injeção de vapor. Confrontando com ciclos combinado, o aumento de trabalho específico acompanhado de um decréscimo do rendimento é justificado pelo fato que o consumo de combustível em um ciclo combinado unfired (sem combustão dentro da caldeira) é o mesmo que de um ciclo simples, enquanto que em um ciclo STIG cresce em modo relevante, tendo que fornecer o calor necessário a aquecer o vapor injetado a partir da temperatura da caldeira de recuperação até a temperatura de ingresso na turbina a gás (de 400-500 °C até 1250-1300 °C).

Ainda na Figura é mostrada a curva relativa a pequenas unidades de turbina a gás (com vazão mássica menor do que 10 kg/s, conforme a

Tabela), que mostra como máquinas com poucos MW de potência podem atingir rendimentos da ordem de 40%, com incrementos de rendimento e trabalho específico ainda mais importantes percentualmente do quanto foi verificado para máquinas de grande potência. Nesse último ponto reside a peculiaridade mais atraente dos ciclos com injeção de vapor, que é a sua utilização em pequenas turbinas a gás. De fato, uma curva de rendimento e de potência de ciclo combinado para máquinas com potencia da ordem de 2MW em ciclo simples teria um valor puramente acadêmico: o valor mínimo de potência para justificar os custos da planta e a complexidade da gestão de um ciclo combinado é de fato bem maior do que 20MW, limite no qual os custos específicos crescem vertiginosamente e o rendimento da máquina a vapor diminui a um nível muito baixo. O ciclo a injeção de vapor dentro dessa realidade se transforma na única alternativa real para obter rendimentos elétricos respeitáveis (confrontáveis a valores de centrais a vapor com potência superior a duas ordens de grandeza), com custos específicos aceitáveis. Um exemplo concreto disso pode ser encontrado em uma máquina Centrax (ex. GM Allison), que em ciclo simples (mod.501-KB5) fornece 3940 kW com $\eta=29\%$, enquanto uma versão STIG (mod. 501-KH5) produz 6340 kW com $\eta=40\%$.

Um outro ponto forte do ciclo STIG é a sua versatilidade de uso no emprego da cogeração: o vapor produzido pela caldeira de recuperação pode ser enviado a um equipamento que consome vapor/calor ou a turbina a gás, de acordo com o andamento temporal da necessidade térmica. Entretanto é sempre possível aumentar a vazão de vapor produzido com pós-combustão, realizada dentro da caldeira de recuperação, de modo a atender os picos de consumo elétrico e térmico (Capítulo 2: Micro-turbina a gás; pág. 3).

Do ponto de vista funcional é necessário lembrar que o consumo de água do ciclo STIG pode em alguns casos constituir um elemento crítico, visto que normalmente não se efetua nenhuma recuperação do gás úmido eliminado no ambiente. Isso é tecnicamente possível, mas lembrando que o vapor dissolvido no ar se satura na pressão parcial do vapor na mistura, a recuperação total da água da mistura aconteceria a aproximadamente 40 °C, sendo o processo conveniente somente se existe algum processo que utilize calor fornecido a baixa temperatura. Voltando ao consumo de água, esse pode ser facilmente calculado da Figura mediante a eq.(4.6):

$$\text{consumo de água} \left[\frac{kg_w}{kW \cdot h} \right] = \frac{3600 \cdot (G_w/G_a)}{w[kJ/kg_a]} \quad (4.6)$$

Os resultados então entre 1e 2 kg/kWh, ou, entre 0,3 e 0,6 kg/s por MW_{el}. Não se trata de valores enormes, mas são valores que pressupõe a disponibilidade de uma relativa fonte de água em relação à potência do sistema. É comum encontrar, apesar de em quantidade um pouco menor, o mesmo consumo de água em um ciclo combinado com o condensador resfriado por uma torre úmida. O fator mais importante para o ciclo STIG, entretanto, é a necessidade de desmineralização da água, já comentado.

Considerados os aspectos positivos e negativos mais relevantes, se pode concluir que um ciclo a injeção de vapor, na versão mais simples (Figura), seja uma solução tecnológica de grande interesse para aplicações de cogeração de pequena e média potência: de fato, são operadas dezenas de unidades deste tipo pelo mundo, unidades essas que operam com total sucesso. Na produção pura de eletricidade e para potências maiores, o menor rendimento comparado ao ciclo combinado, o consumo de água e os problemas tecnológicos de adaptação da turbina a gás são elementos decisivamente desfavoráveis que frearam a sua difusão.

Para superar tais limitações em termos de rendimento, foram estudados esquemas construtivos mais complexos. A Figura mostra como funciona um ciclo ISTIG (Interefrigerated Steam Injected GasTurbine). Trata-se de um ciclo inter-refrigerado, como diz o seu acrônimo, com geração de vapor a três níveis de pressão. O vapor HP (High Pression) é injetado na câmara de combustão enquanto IP (Intermediate Pression) e LP (Low Pression) são injetados em posições oportunas da turbina. A inter-refrigeração permite adotar taxas de compressão β significativamente maiores e até, eventualmente, adotar uma TIT maior, com equivalente consumo de ar para refrigeração das pás da turbina. A geração de vapor a três níveis consente uma completa recuperação térmica do gás de descarga, contribuindo decisivamente para o aumento do trabalho retirado pela turbina.

4. Comparação entre Ciclos Mistos

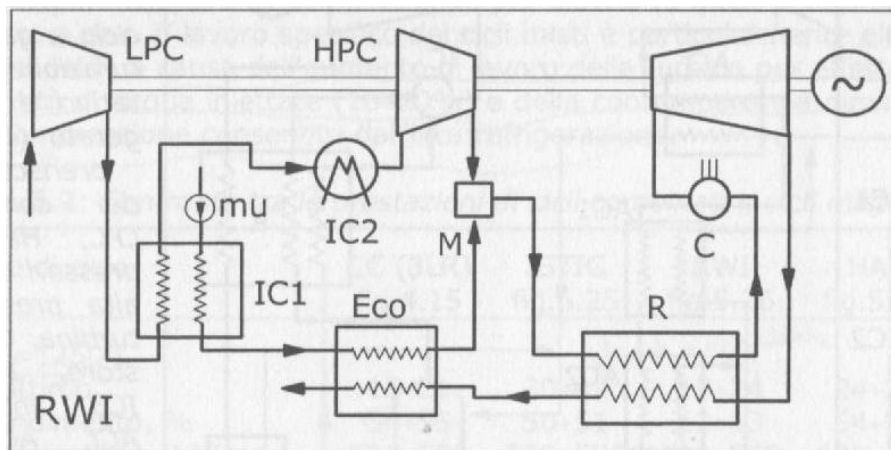


Figura – Esquema de funcionamento de um ciclo a gás com injeção de vapor com compressão inter-refrigerada (ISTIG). (2)

Este último ciclo (ISTIG), como os demais ciclos mistos (menos os STIG), foi desenvolvido com o escopo de obter potências e rendimentos similares aos dos ciclos combinados, ou seja, para atender a geração de eletricidade de escala média/grade. Nessas máquinas, como em ciclos simplesmente inter-refrigerados (sem geração e injeção de vapor), é previsto o emprego da parte quente de grandes turbinas aeronáuticas (compressor de alta pressão, combustor, primeiro estágio da turbina). É necessária uma análise dos resultados tradicionalmente obtidos nesse ciclo com o propósito de compará-lo a outros ciclos mistos, e a ciclos combinados. A tabela abaixo confronta o ciclo combinado com alguns ciclos mistos.

Tabela - Confronto entre ciclos mistos e combinados. (2)

Tipo de Ciclo	CC (3LR)	ISTIG	RWI	HAT
	Fig. 4.15	Fig. 5.25	Fig. 5.26	Fig. 5.27
TIT = 1250 °C				
βótimo	15÷21	30÷42	18÷24	24÷30
Rendimento, %	54÷55	50÷51	52÷53	54÷55
Trabalho Específico, kJ/kg	530÷580	550÷590	510÷560	600÷640
TIT = 1500 °C (CC = 1400)				
βótimo	18÷24	40÷50	27÷36	40÷55
Rendimento, %	58÷59	52÷53	54÷55	56÷57
Trabalho Específico, kJ/kg	620÷680	740÷780	700÷750	830÷890

Na

Tabela é possível observar 4 tipos de ciclo: ciclo combinado (CC), ciclo inter-refrigerado com injeção de vapor recuperado com gases de escape da turbina (ISTIG), ciclo com injeção de água recuperada com gases de escape da turbina (RWI) e ciclo “umidificado” no qual se umidifica o ar que será adicionado à turbina (HAT). Os três últimos são exemplos de ciclos mistos. Ainda na tabela é possível observar 2 níveis de TIT. O mais baixo representa uma tecnologia já consolidada enquanto o mais alto representa uma tecnologia mais avançada, sendo que nesse caso existe um nível de TIT para ciclo combinado e outro para ciclos mistos, devido a possibilidade de realizar, nesse último, inter-refrigeração a temperaturas reduzidas e, portanto, aumentar o TIT admissível.

Pode-se observar que o único ciclo misto que possui rendimento equivalente ao ciclo combinado é o ciclo HAT. Isso ocorre devido ao ciclo HAT, dentre todos os ciclos mistos, possui o processo mais próximo da reversibilidade. Enquanto ocorre mistura de ar e vapor nos outros ciclos, no ciclo HAT ocorre a saturação do ar. Observando o trabalho específico dos ciclos mistos observa-se, em geral, um relativo incremento em comparação com o ciclo misto, resultado este devido ao relevante efeito provocado pela injeção de água (18-20%) e da simultânea diminuição do trabalho de compressão consentida pela inter-refrigeração.

A

Tabela possui um certo grau de confiança enquanto que foram feitas hipóteses no cálculo dos ciclos (eficiência do trocador de calor, perda de carga, etc.), podendo ocorrer uma variação nas estimativas dos valores apresentados. Entretanto é consolidado o fato de que a única alternativa hoje estudada em grau de obter rendimentos confrontáveis com aqueles dos ciclos combinados é o ciclo HAT.

Foi visto que a tecnologia da turbina a gás e de ciclos combinados tem contribuído para melhorar os aspectos energéticos das grandes instalações de cogeração, mas sempre deslocando as plantas para a zona de alta potência. Sendo assim a cogeração é uma prática muito difundida no setor industrial, mas é bem menor no setor terciário ou residencial onde é bloqueada em primeiro lugar pela grande variação de carga, e em segundo da clara dificuldade e dos enormes custos decorrentes da realização da rede de distribuição de calor suficientemente longas para gerir a enorme potência que é típica, por exemplo, de ciclos combinados.

Para escapar dessa situação poderia ser conveniente sair da ótica de “geração centralizada” (grandes máquinas e custosas redes de distribuição) para a ótica de “geração descentralizada” (pequenas máquinas localizadas no consumidor). Geração distribuída e cogeração caminham juntas uma vez que a menor eficiência termodinâmica decorrente de pequenas máquinas é compensada, na lógica da geração distribuída, pelo uso cogenerativo de tais máquinas. Pode-se pensar inclusive em uso trigerativo no qual ocorre a produção de eletricidade, calor e potência frigorífica.

Esse conceito, apesar de empolgante, requer, no entanto, o desenvolvimento de máquinas adequadas, com grau de conciliar bons rendimentos e potências termodinâmicas (rendimento e potência) com custos reduzidos e baixas emissões constituindo um grande desafio tecnológico. Se em uma visão futura a tecnologia de referimento são as células de combustível, o seu custo atual são proibitivos e em geral não tem um consistente amadurecimento tecnológico. Uma interessante alternativa é a microturbina a gás.

5. Caldeira geradora de Vapor

Esta seção será dedicada aos aspectos mais especificamente construtivos de equipamentos de recuperação, com particular atenção a caldeiras de recuperação, o aparato foco deste projeto. Será discutido o seu projeto e otimização e a disposição de cada componente no sistema com a finalidade de organizar de maneira mais eficiente os conceitos termodinâmicos descritos na seção anterior.

1. A troca de calor na caldeira de recuperação

A caldeira de recuperação (comumente indicada com o acrônimo *GVR*- Gerador de Vapor por Recuperação - ou *HRSG* – Heat Recovery Steam Generator) é o local onde ocorre a transferência de calor entre o gás de escape da turbina a gás e o fluido (água) que percorre o caldeira propriamente dita. Esse tipo de caldeira é comumente utilizado em ciclos mistos no qual existe a separação entre o ciclo “topping” que é o ciclo a gás e o ciclo “bottoming” que é o ciclo a vapor. Nesse tipo de ciclo o gás de escape da turbina aquece a água na caldeira que, depois de conter bastante energia térmica, é utilizada para gerar energia na turbina a vapor. Sendo assim nesta seção será descrito o funcionamento da caldeira de recuperação de vapor dentro do contexto de ciclos combinados. O ciclo combinado utilizado nessa discussão é o ciclo mais simples, ou seja, com um nível de pressão, sem comprometer a utilização dos conceitos descritos para outros tipos de ciclos que utilizam essa caldeira.

Em um ciclo a um nível de pressão (dentro da caldeira), o *HRSG* deve prover três operações de troca de calor bem individualizadas:

- Aquecimento da água líquida proveniente da bomba de alimentação.
- Evaporação da água (com geração de vapor saturado).
- Superaquecimento do vapor (SH).

A situação é descrita na Figura , que evidencia a separação física dos aglomerados de tubos que realizam as três diversas operações. Já na Figura , é possível observar, em um caso real, a representação dos processos de troca de calor no diagrama temperatura – Potência térmica trocada, que, lembrando, é base de referência no estudo de trocadores de calor. Observando o que ocorre no diagrama T-Q, observa-se que a disposição em contracorrente é essencial para:

- Poder superaquecer o vapor beneficiando o rendimento do ciclo.
- Poder desfrutar a fase de preaquecimento do líquido para poder recuperar uma quota adicional de calor do gás: por esse motivo que o trocador é comumente chamado de “economizador”, ou em inglês, economizer (em analogia com a caldeira de combustão).

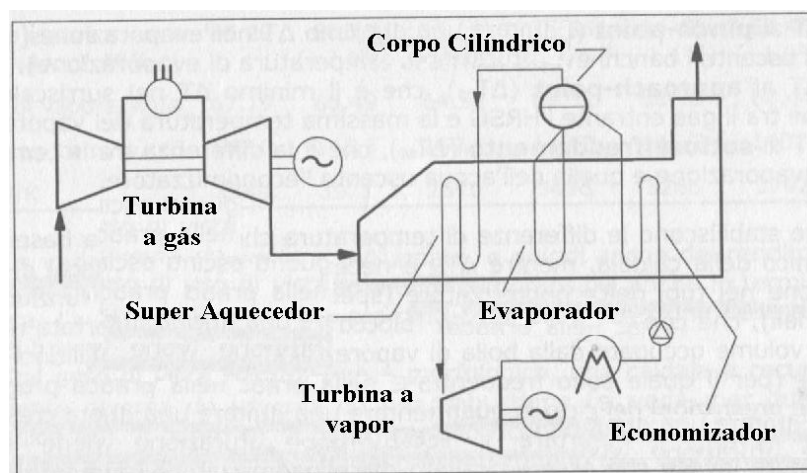


Figura – Ciclo combinado unfired com uma única evaporação. No esquema da caldeira de recuperação estão indicadas as três seções de troca de calor. (2)

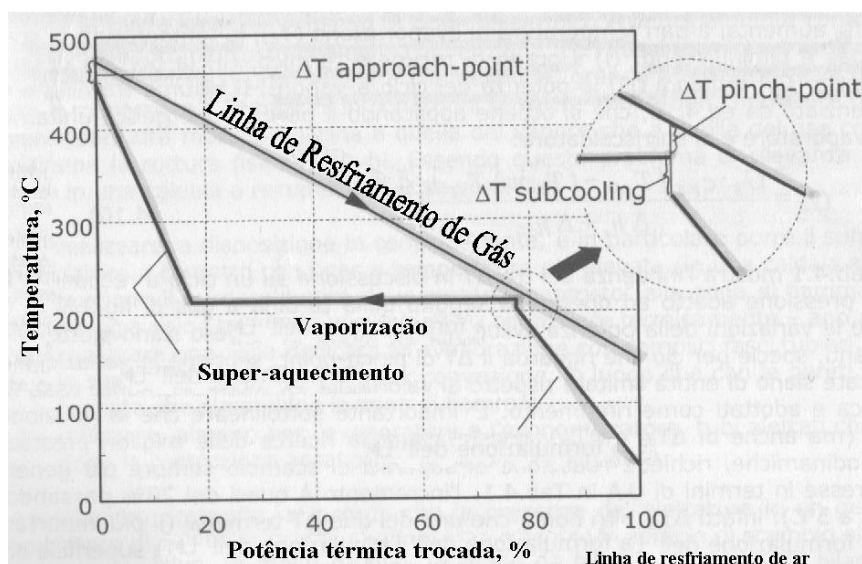


Figura – Diagrama de recuperação térmica em uma caldeira de recuperação com um nível de evaporação. É evidenciado os ΔT de maior importância. (2)

A possibilidade de pré-aquecer o líquido desfrutando o conteúdo térmico, que de outra forma seria desperdiçado, dos gases que saem da seção de evaporação permite entender como na prática dos trocadores com tubulação voltada pra recuperação, amplamente utilizada nos ciclos a vapor convencionais, seja somente contra-produtivo nos ciclos a recuperação (ciclo com uma turbina a vapor), o qual comportaria uma inútil dissipação de gases ainda quentes no ambiente, acompanhado de uma perda de potência da turbina a vapor não recuperável por um menor consumo de combustível. Na Figura , na qual os valores numéricos estão referenciados na

Tabela é possível perceber que a temperatura final do gás é de 147 °C, com uma substancial redução comparada aos 222 °C presente na saída do evaporador. Ainda observando a figura, é possível observar que a troca de calor entre gás e vapor é caracterizada por três importantes diferenças de temperatura:

- O ΔT no **approach-point** (ΔT_{ap}), que é o mínimo ΔT de sobreaquecimento (entre o gás entrante no HSGR e a máxima temperatura do vapor).
- O ΔT no **pinch-point** (ΔT_{pp}), que é o mínimo ΔT de evaporação (entre o gás que atravessa as serpentinas de evaporação e a temperatura de evaporação da água) .
- O ΔT no **sub-resfriamento** (ΔT_{sc}), que é o ΔT resultante da diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura do líquido eliminado pelo economizador.

Os dois primeiros estabelecem a diferença de temperatura que estão na base do projeto térmico da caldeira, enquanto o ΔT_{sc} é necessário para evitar riscos de início de evaporação dentro do economizador (que causaria uma condição de funcionamento não nominal) comportando a uma bloqueio temporária do fluxo dentro dos tubos provocado pelo volume ocupado pela bolha de vapor e conseqüente oscilação de pressão. O valor ΔT_{sc} (para o qual são freqüentes valores entre 10-15 °C na prática de projeto) influencia o rendimento e a potência do ciclo enquanto o seu incremento comporta uma cota adicional de calor que deve ser adicionada para levar o líquido à saturação dentro do evaporador, cota essa que deveria ser retirada no economizador (aumentando dessa forma a temperatura do gás na descarga do recuperador).

A influência dentro do ciclo de ΔT_{ap} e ΔT_{pp} são ainda mais evidentes, porque aumentando ΔT_{ap} a temperatura máxima do ciclo é reduzida e também seu rendimento, enquanto que aumentando ΔT_{pp} , aumenta (mantendo constante a temperatura de evaporação T_e) a temperatura de descarga de gás e diminui:

- O grau de recuperação de calor.
- A vazão de vapor produzido.
- A potência do ciclo a vapor.

A relação entre a vazão mássica de vapor $\dot{m}_v$ e ΔT_{pp} é evidenciado pela eq.(5.1), que se obtém aplicando o balanço energético tendo o evaporador e o superaquecedor dentro do volume de controle.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_v \cdot c_{p,g} \cdot [T_{g,in} - (T_e + \Delta T_{pp})] \cdot \xi}{\Delta h_e + \Delta h_{SH}} \quad (5.1)$$

A Tabela mostra a influência dos três ΔT em discussão sobre um ciclo de recuperação à mesma pressão, adaptado para operar na sequência da turbina a gás da Figura . É possível observar a variação da potência desenvolvida em um ciclo com recuperação ao variar tais parâmetros, em especial no caso do pinch-point, sempre levando em consideração que os valores aqui demonstrados são comumente utilizados na prática e adotados como referência. É importante ressaltar que a redução de ΔT_{pp} (mas também de ΔT_{ap} e ΔT_{sc}), aconselhados através da pesquisa por melhor rendimento e potência termodinâmica, requer a adoção de superfícies de troca de calor sempre mais generosas (expressa na forma de $U \cdot A$ na tabela 4.1, o incremento é de quase 20% passando de 10 °C do ciclo base para 5 °C). Além disso o ΔT_{pp} é um dos ΔT que estão presentes na formulação do LMTD do evaporador. O aumento da superfície paralelamente corresponde a um aumento, com boa aproximação proporcional, do custo inicial da caldeira de recuperação. A determinação do valor mais conveniente de ΔT_{pp} (como também de ΔT_{ap}) é um típico problema de otimização técnico-econômica, que será feito na próxima seção.

Tabela – Variação do rendimento, da potência e de alguns parâmetros de ciclo com recuperação (com 1 nível de pressão). Utiliza-se $\Delta T_{pp}=10$ °C; $\Delta T_{ap}=25$ °C; $\Delta T_{sc}=10$ °C. (2)

		$\Delta T_{pinch-point}$		$\Delta T_{approach-point}$		$\Delta T_{sub-resfriamento}$	
	Caso base	5 °C	20 °C	10 °C	50 °C	0 °C	20 °C
Potência elétrica bruta	65.20	5 °C	20 °C	10 °C	50 °C	0 °C	20 °C
Turbina a vapor, MW_{el}		66.52	62.62	65.66	64.46	66.46	64.03
Vazão de vapor, kg/s	67.19	(+2.0%)	(-4.0%)	(+0.7%)	(-1.1%)	(+1.9%)	(-1.8%)
Temp. gás, °C	147.0	68.49	64.58	66.32	68.70	68.44	66.00
U · A, kW/K	3349	140.5	160.1	148.0	145.3	140.7	153.0

A variação da potência desenvolvida e, portanto, também o rendimento de recuperação do ciclo bottomer (a vapor), são facilmente entendidos também em termos de análise entrópica: o aumento de ΔT para troca de calor é na verdade uma das mais clássicas causas de irreversibilidade.

Do ponto de vista construtivo e morfológico, uma caldeira de recuperação é profundamente diferente de uma caldeira de combustão. O ponto central, no qual se baseiam todas essas diferenças, é que na caldeira de recuperação não existem locais onde o gás proveniente da combustão se encontra a altas temperaturas. De fato a temperatura máxima é condição dos gases provenientes de uma turbina a gás (não superior a 600 °C). Ao contrário disso, em uma caldeira de combustão a temperatura na zona da flama supera grandemente os 2000 °C: em tal zona o mecanismo de troca de calor é controlado principalmente pela radiação em detrimento da convecção, com fluxo térmico particularmente elevado. Portanto, em uma caldeira de combustão, bastante atenção deve ser dada a manter a tubulação em condições térmicas muito bem controladas (em temperatura muito mais próxima a do vapor que da combustão), a custo do rompimento dos tubos. Sendo esse tipo de problema muito menor em uma caldeira de recuperação, é possível:

- Realizar a disposição em contracorrente, em particular, colocar o superaquecedor em contato com o gás a temperatura mais elevadas (em uma caldeira de combustão o superaquecedor deve estar “escondido” na zona da chama: que irradia somente os tubos evaporadores (que contém água e vapor), mais fáceis de controlar termicamente.
- Realizar uma zona térmica dedicada à evaporação com simples faixas tubulares, nas quais a troca de calor é devida a convecção, no lugar de paredes que membranas que circundam a zona de chama na situação precedente.
- Utilizar, ao menos para o evaporador e economizador, tubos aletados que permitem uma construção muito mais compacta e econômica.

Nesse último propósito, a presença de aletas em um trocador de calor genérico permite oferecer uma maior superfície de troca de calor ao fluído que apresenta menor coeficiente de troca de calor convectiva, de modo a balancear, dentro de certos limites, a resistência térmica entre os dois fluídos. Isso é evidente através da expressão do coeficiente global de troca de calor (U) com referência a superfície externa do tubo aletado (desprezando o coeficiente de “fouling”, ou, incrustação):

$$Q = U \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{ml} \quad (5.2)$$

$$U = \left(\frac{1}{k_{int}} + \frac{t}{\lambda} \right) \cdot \frac{A_{int}}{A_{ext}} + \frac{1}{\varepsilon_f \cdot k_{ext}} \quad (5.3)$$

O termo A_{int}/A_{ext} (no qual os valores podem chegar até a 20 para um tubo fortemente aletado) tem um evidente efeito útil multiplicativo da superfície de troca de calor evidente

por metro linear de tubulação. A eficiência da aleta ε_f leva em consideração a efetiva distribuição radial de temperatura comparada à distribuição do tubo, ou seja, o seu valor depende da aleta, da sua altura, da sua espessura e da condutividade térmica do material utilizado na aleta (k_{ext}). O efeito multiplicativo da superfície da aleta tem utilidade prática somente se k_{ext} é amplamente inferior a k_{int} . Entretanto esse caso é geral a todos os trocadores de calor com ar (ou gases de combustão) a pressão atmosférica em contato com fluidos em mudança de fase e, portanto, também na caldeira de recuperação (ou na caldeira de condensação de ar). Para ilustrar isso basta comparar a água em evaporação, que possui normalmente um coeficiente de troca de calor da ordem de $10 \text{ kW/m}^2\text{K}$, contra valores de $0,050\text{-}0,1 \text{ kW/m}^2\text{K}$ dos gases de combustão em velocidades normais, por efeito da baixa densidade e reduzida condutividade térmica do gás.

Neste caso o emprego de tubos aletados, de outro modo proibitivo nas caldeiras a combustão porque a extremidade da aleta possuiria temperaturas muito elevadas, permite enorme economia em termos de metro linear de tubos utilizados, abatendo de maneira drástica os custos e reduzindo significativamente as dimensões do trocador.

2. Aspectos de projeto da caldeira de recuperação

1. Exemplos de otimização do pinch-point

Como já foram ilustrados os resultados da Tabela , a pesquisa por valores ótimos de ΔT_{pp} é feita procurando o mínimo custo da gestão da planta. Esse exercício será feito para o caso concreto de um ciclo a recuperação com dois níveis de pressão, a vale de uma turbina a gás como aquela considerada na Figura . É fundamental primeiramente determinar o U.A dos bancos de tubos do HSGR e a potência elétrica desenvolvida em correspondência a diversos valores de ΔT_{pp} . Esses resultados são obtidos através do cálculo completo do ciclo de recuperação, operação bastante trabalhosa que não será feita nessa seção, que traz como resultado os valores de potência e de U.A presentes na Tabela , para valores de ΔT_{pp} de 5, 10 e 15 K. Para a otimização técnico-econômica, baseada sobre hipóteses descritas em seguida, será considerada a variação de acordo com os seguintes custos:

Custo do trocador de calor HRSG

O custo do trocador de calor é com boa aproximação proporcional a sua superfície (A), uma vez estabelecida a tipologia do trocador de calor propriamente dito. Conhecido o valor de U.A da Tabela , é possível determinar o custo de investimento do HRSG fazendo todas as hipóteses reais sobre o coeficiente global de troca da calor (U) e sobre o custo específico da superfície do trocador de calor, suposta equivalente a $50 \text{ kW/m}^2\text{K}$ e a 175 €/m^2 . Será estabelecida em seguida a cota de tal investimento para poder atribuir tal valor ao custo de gestão anual, para poder comparar o custo do investimento (que ocorre uma única vez na vida útil da planta e que é relatado no ano de início das operações comerciais) com os custos de exercício, que ao contrário, continuam durante toda vida útil. A quota anual de investimento (que chama-se CCR – Capital Charge Rate) pode ser determinada com regras de análise financeira, com procedimentos mais ou menos complexos que levam em conta alguns fatores: será utilizado um CCR de 15%, um valor frequentemente utilizado por investimentos feitos por sociedades de capital privado que operam no setor de “Power generating”.

Custo adicional da planta

Ligado ao aumento da potência elétrica que se verifica com a redução de ΔT_{pp} : leva em conta a maior dimensão da turbina, condensador, maquinário elétrico, etc. Utiliza-se como hipótese um maior custo da ordem de 350 €/kWel sendo a quota anual determinada como no parágrafo anterior.

Valor da eletricidade produzida

A maior potência resultante de uma redução do ΔT_{pp} comporta um incremento de capital resultante do valor do bem produzido (eletricidade). Pode ser entendido como “custo da falta de produção elétrica” que aumenta com ΔT_{pp} comparado a um valor de referência (es. 50°C). Isso é determinado pelo valor da eletricidade, estimada como sendo de 50 €/MWh (aproximadamente equivalente ao custo médio de produção no parque industrial italiano, com relação as centrais mais eficientes), e do número anual de horas de utilização da planta, que no exemplo pode-se supor equivalente a 7500 horas (generalização de base).

Os resultados da análise em tal hipótese são descritos na tabela 4.2: o ponto ótimo é o mínimo da curva obtida somando os três contributos de custo descritos acima e se obtém um valor de aproximadamente 12°C . O valor ótimo de ΔT_{pp} depende obviamente da hipótese feita anteriormente. Por exemplo, para uma utilização de grande ou média carga resultará conveniente um valor mais generoso de ΔT_{pp} , sendo o custo de falta de produção

proporcional as horas/ano, enquanto eu a cota de capital é independente (por exemplo, com 6000 horas/ano o valor de ΔT_{pp} ótimo será de aproximadamente 15 °C).

2. Escolha da seção transversal da caldeira e de perda de carga

Outro aspecto de projeto, que pode ser resolvido com um procedimento de otimização técnico-econômica leva em consideração a velocidade na qual os gases provenientes da turbina a gás atravessam a caldeira, ou ainda, a seção transversal (relacionada à seção normal a direção principal dos gases) da caldeira. Sendo o fluxo de massa constante e variando a temperatura do gás conforme ocorre o seu resfriamento, a massa específica aumenta e conseqüentemente a velocidade diminui de forma a manter a vazão volumétrica constante, uma vez que a área da seção transversal da caldeira, por motivos construtivos, é constante.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{A} = \uparrow \rho \cdot \downarrow V = cte \quad (5.4)$$

$$\dot{m} = \uparrow (\uparrow \rho \cdot \downarrow V) \cdot A \downarrow = cte \quad (5.5)$$

Adotando uma menor seção transversal (conseqüentemente aumentando a velocidade do gás para um mesmo ponto dentro do tubo) se verifica que:

- O coeficiente de troca convectivo dos gases (k_{ext} – eq.(5.3)) aumenta proporcionalmente ao número de Reynolds com expoente entre 0,45 e 0,65, dessa forma diminuindo a superfície de troca necessária e portanto o custo inicial da caldeira;
- Aumentando as perdas de carga de gás que atravessam a caldeira, e sendo isso aproximadamente proporcional ao quadrado da velocidade:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{NR} f_i \cdot \rho_i \cdot \frac{v_i^2}{2} = \left(f \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \right)_{med} \cdot NR \quad (5.6)$$

Sendo NR é o número de Rango (quantidade de fileiras de tubos dispostas em série no sentido do fluxo dos gases) da caldeira. Essa perda de carga constitui uma contrapressão na saída da turbina a gás (ΔP_{ext}), tendo dessa forma uma influência negativa sobre a potência. A eq.(5.7) ilustra adequadamente essa perda de potência.

$$\Delta W = \eta \dot{m} v_{ex} \Delta P_{ex} = \eta \dot{m} \bar{R}_g T_{ex} \frac{\Delta P_{ex}}{P_{amb}} \quad (5.7)$$

Tentar-se-á dessa forma individualizar a melhor combinação entre a citada redução de custo da caldeira e o menor ganho devido à menor produção de eletricidade provocada pela ΔP_{ext} , com um processo conceitualmente similar ao que foi exemplificado anteriormente. Na prática de projeto, os valores de ΔP_{ext} são entre 2,5 e 3,5 kPa.

3. Disposição da caldeira

Um HRSG pode ter disposição horizontal ou vertical, de acordo com a direção principal dos gases. A escolha é baseada em simples critérios de conveniência construtiva e de espaço disponível, não ocorrendo nenhum prejuízo de caráter funcional. Uma caldeira vertical terá uma melhor ocupação do solo, mas principalmente em grandes unidades, possuirá maiores problemas estruturais, de fundação, de acessibilidade e de montagem. Entretanto já foram realizadas caldeiras verticais para grandes turbinas a gás industriais da ordem de 200 MW_{el}.

4. Circulação na evaporação

Um elemento diferenciado na caldeira de recuperação é o tipo de circulação previsto no banco de evaporação. As modalidades de circulação podem ser de três tipos (Figura 3):

- Por atravessamento forçado (once-through): não prevê distinção física entre economizador, evaporador e superaquecedor, mas a água/vapor prossegue sem solução de continuidade do estado inicial ao estado final. É a situação típica dos geradores de vapor supercríticos, mas é muito pouco difundida em ciclos combinados: de um lado não existem atualmente ciclos bottomer supercríticos realizados fisicamente, do outro se sabe que a solução once-through comporta uma maior dificuldade de controle das condições do vapor no transitório a carga parcial. Contudo recentemente renasceu certo interesse por essa solução em virtude da maior velocidade de “start-up” do sistema e de resposta a variações de carga (eliminação de corpos cilíndricos portando a uma menor massa de líquido presente). Tais

exigências estão conectadas ao atual grande emprego de ciclos combinados nas grandes redes elétricas e, portanto, a necessidade de atenuar a produção nos períodos de baixa/média carga.

- A circulação natural: a circulação no evaporador, é servida por um corpo cilíndrico, é garantida pela diferença de densidade entre o líquido presente no down-comer e a mistura de líquido e vapor presente nos tubos de evaporação. Para simplicidade a capacidade auto-regulante é a solução perfeita.
- A circulação forçada: a circulação é provocada por uma bomba que garante o controle do fluxo nos tubos de evaporação. É a solução preferida nas caldeiras verticais porque não obriga a organizar o corpo cilíndrico em uma cota (altura) superior aos tubos de evaporação, que dentro do vaso, nesse caso, estão horizontalmente posicionados e não podem fornecer com o comprimento deles um comprimento necessário para recirculação.

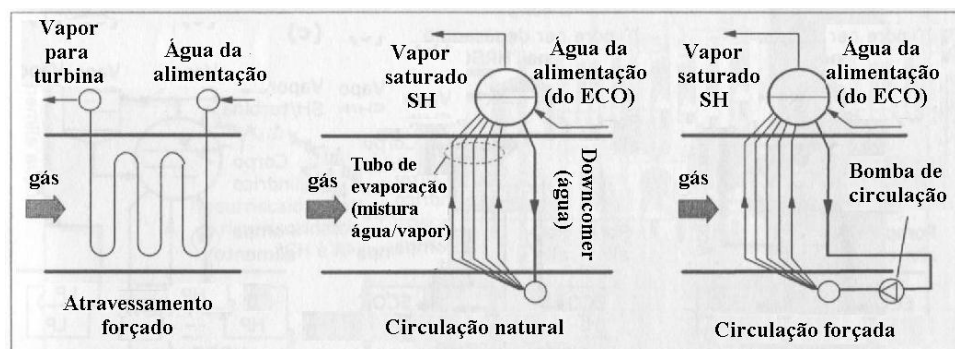


Figura – Esquema conceitual de circulação de vapor em uma caldeira de recuperação (2)

5. A instalação do desareador

Em todo ciclo a vapor é necessário introduzir um desareador com a finalidade de liberar da água os gases nela solubilizados (geralmente ar), proveniente do bombeamento imperfeito de partes inferiores do sistema. Tal processo é indispensável já que o oxigênio presente (liberado na fase gasosa após a evaporação) torna-se extremamente corrosivo sobre os materiais metálicos a altas temperaturas. O desareador consiste em um reservatório com pressão superior à atmosférica, no qual uma determinada quantidade de vapor, insuflado por baixo através dos pratos furados, coloca em agitação a água de alimentação, facilitando a separação do gás para difusão da fase líquida (rica em O_2-N_2) na fase gasosa (pobre em O_2-

N₂). A mistura de vapor e de gás separado (“stripped”) vem posteriormente eliminada na atmosfera.

Em um ciclo a vapor convencional o vapor é retirado da turbina e o desareador tem ainda a função de trocador regenerativo (por mistura). Como já foi mencionada (Figura), tal função é contraprodutiva em um ciclo combinado, já que a tubulação para o desareador proveniente da turbina pode ser eliminada (juntamente com a perda de energia térmica contida nesses gases) através da geração do vapor requerido pelo desareador em tubos evaporativos localizados dentro caldeira de recuperação, utilizando dessa forma a energia contida nos gases de escape à baixa temperatura provenientes da turbina.

Em muitos casos a produção de vapor em tubos evaporativos dentro do trocador de calor pode produzir vapor em quantidade muito maior do que aquela requerida para a desareação, vapor esse que pode ainda produzir uma adicional quantidade de energia em uma turbina. Essa solução de fato existe no que é chamado de “desareador integrado” cuja configuração pode ser vista na Figura .C, que une as funções de desareação com a do corpo cilíndrico para produzir vapor à baixa pressão. É a solução mais utilizada nos recentes ciclos combinados enquanto permite certa economia em comparação com a solução com dois corpos, não provocando nenhum tipo de penalidade termodinâmica. Em outros esquemas de sistemas também é possível encontrar outras soluções simplificadas. Por exemplo, utilizar o vapor saturado proveniente de um corpo cilíndrico com pressão superior, flashing de água superaquecida pelo economizador LP.

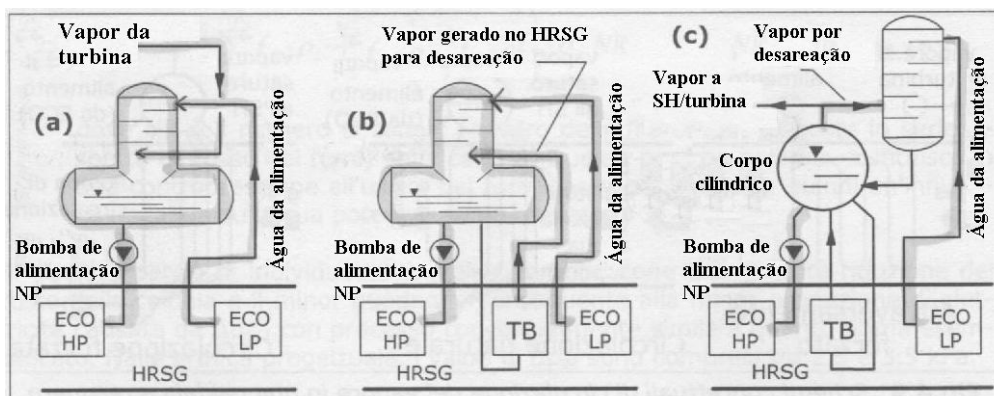


Figura – Possíveis esquemas de funcionamento do desareador, inserido na caldeira a recuperação em um ciclo combinado. TB são os tubos geradores de vapor. (2)

6. Sistema de by-pass e junção com o turbogas

Uma ligação entre a caldeira e a turbina à gás deve prever junções flexíveis em grau de permitir a dilatação desta última (que não é um pequeno problema quando se observa as temperaturas e dimensões). É, dessa forma, necessário um tronco de conexão para fazer o gás chegar a uma velocidade adequada para a caldeira (5-15m/s), partindo de valores muito elevados a saída da turbina (100-150 m/s após o difusor). Esse tronco tem um sólido desenvolvimento axial para manter o tanto quanto possível a uniformidade da distribuição de temperatura e velocidade nas mais diversas seções da caldeira, que possui alguns desviadores de fluxo.

Em muitos casos (sobretudo nas plantas de cogeração) é previsto um sistema de by-pass da caldeira, que consente a eliminação direta na atmosfera dos gases descarregados pela turbina sem atravessar a caldeira de recuperação, mediante um caminho feito com esse propósito. O sistema de by-pass serve para:

- Permitir o funcionamento da turbina a gás no caso de avaria da caldeira a vapor
- Regular a produção de vapor

Esse último aspecto não tem muita finalidade nas plantas em que se deseja somente produzir eletricidade, porque, como se vê, é conveniente, quando trabalhando em carga parcial, reduzir a carga sobre a turbina e deixar “seguir” o ciclo a vapor. Além disso, a simplicidade mecânica do sistema by-pass é somente aparente, sempre quando se trata das temperaturas de operação e dimensões do órgão de fechamento, porque se trata de um elemento delicado e principalmente custoso, que normalmente é fonte de perdas de gases quentes em condições de gerar potência. São dessa forma instalados somente se é declaradamente previsto no plano operativo da central.

6. Esquema da Planta da Turbina Gás - Standard – Ciclo Brayton

O esquema presente na Figura 5 exibe o esquema funcional para o ciclo mais simples possível em uma turbina a gás, conhecido como ciclo Brayton. Em 1 a massa de ar ($\dot{m}_a$) é aspirada pelo compressor C e após ser comprimida a uma razão de pressão β_c o ar entra na câmara de combustão em 2. Simultaneamente o motor MC fornece potência de compressão à bomba de combustível BC que adiciona a massa de gás ($\dot{m}_b$) à câmara de combustão. O combustível queima juntamente com o ar, aumentando a temperatura da mistura em 3. A soma da massa quente de gases de combustão/escape adentra a turbina T que é acoplada ao compressor C e também a um redutor R que, por sua vez, é acoplado a um gerador elétrico G que gera potência elétrica, na bancada dissipada com resistências.

Ao sair da turbina T1, a mistura de gases quentes foi resfriada e teve sua pressão reduzida por uma razão de pressão β_t chegando em 4. A queda de entalpia dos gases de combustão na turbina T1 é responsável pela geração de potência mecânica que é parte fornecida ao compressor C e parte ao redutor R.

Os gases de combustão em 4 estão a altíssima temperatura e dessa forma a sua exergia (energia aproveitável) também é muito alta. Entretanto no modo atual de operação desse sistema, parte dessa energia é desperdiçada com a exaustão desses gases diretamente na atmosfera.

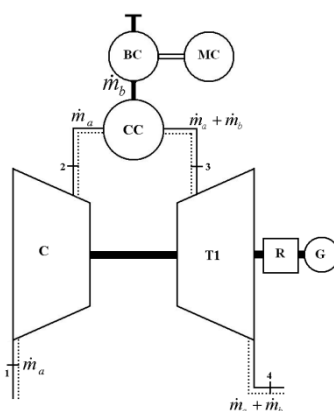


Figura - Esquema de turbina a gás em ciclo Brayton

7. Esquema da Planta da Turbina a Gás – LETE- USP

O esquema presente na Figura 10.10 exibe graficamente o que existe atualmente no laboratório do LETE-USP. Em 1 a massa de ar ($\dot{m}_a$) é aspirada pelo compressor C e após ser comprimida a uma razão de pressão β_c o ar entra na câmara de combustão em 2. Simultaneamente o motor fornece potência de compressão à bomba de combustível BC que adiciona a massa de gás ($\dot{m}_b$) à câmara de combustão. O combustível é oxidado pelo ar aumentando a temperatura da mistura em 3. A soma da massa quente de gases de combustão adentra a turbina T1 que é acoplada somente ao compressor C. Ao sair da turbina T1, a mistura de gases quentes foi resfriada e teve sua pressão reduzida por uma razão de pressão β_{t1} chegando em 4. A queda de entalpia dos gases de combustão na turbina T1 é responsável pela geração de potência mecânica que é totalmente fornecida ao compressor C.

T é uma transição para os gases entre a saída da turbina T1 e a entrada da Turbina T2. Em 5, a massa dos gases de combustão, formados por $\dot{m}_a + \dot{m}_b$, adentra a segunda turbina T2, que por sua vez é acoplada a um redutor R que é acoplado a um gerador elétrico G que gera potência elétrica, na bancada dissipada com resistências. A queda de entalpia dentro da turbina T2 é responsável pela geração de potência mecânica na forma de rotação do eixo da turbina.

Após a queda de entalpia na turbina T2 os gases estão no estado 6. Apesar de terem percorrido duas turbinas (T1 e T2) a exergia (energia aproveitável) é muito alta, já que esses gases se encontram a alta temperatura. Entretanto no modo atual de operação desse sistema, essa energia é desperdiçada com a exaustão desses gases diretamente na atmosfera.

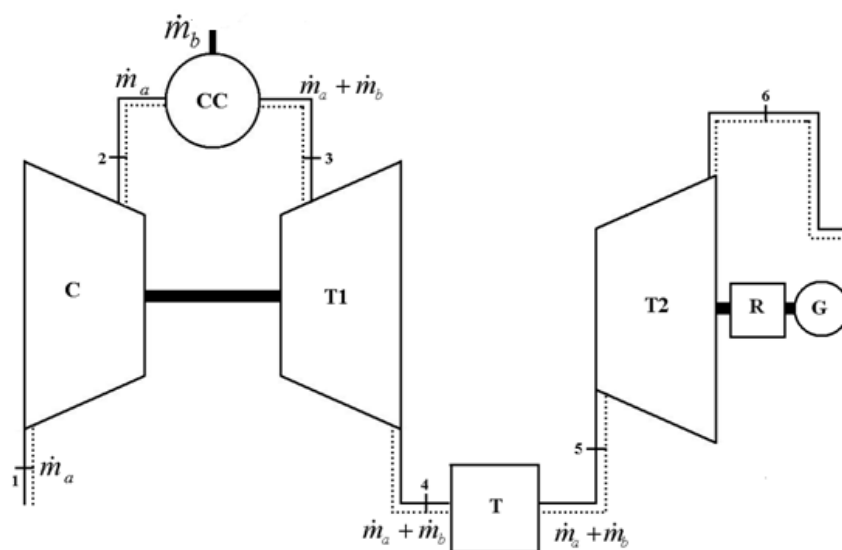


Figura - Esquema de turbina a gás em ciclo atual do LETE-USP.

A Figura mostra os dados obtidos em Ensaio da turbina a gás do LETE-USP na realização de (2).

[illegible]

Figura – Ensaio com a micro-turbina a gás LETE-USP. (2)

Esquema da Planta da Turbina a Gás – LETE- USP

8. Esquema da Planta de Turbina a Gás – Com Recuperação de Calor

O esquema presente na Figura 10.10 exibe graficamente o que se pretende realizar nesse trabalho. Em 1 a massa de ar ($\dot{m}_a$) é aspirada pelo compressor C e após ser comprimida a uma razão de compressão β_c o ar entra na câmara de combustão em 2. Simultaneamente o motor MC fornece potência de compressão à bomba de combustível BC que adiciona a massa de gás ($\dot{m}_b$) à câmara de combustão. O combustível queima juntamente com o ar aumentando a temperatura da mistura em 3. A soma da massa quente de gases de combustão/escape adentra a turbina T1 que é acoplada somente ao compressor C. Ao sair da turbina T1, a mistura de gases quentes foi resfriada e teve sua pressão reduzida por uma razão de compressão β_{t1} chegando em 4. A queda de entalpia dos gases de combustão na turbina T1 é responsável pela geração de potência mecânica que é totalmente fornecida ao compressor C.

M é uma transição para os gases entre a saída da turbina T1 e a entrada da Turbina T2. Para a recuperação M será também o lugar onde ocorrerá a mistura dos gases de combustão exauridos pela turbina T1 com o vapor recuperado. Após a mistura, em 5, a massa dos gases de combustão, formados por $\dot{m}_a + \dot{m}_b$, juntamente com a massa do vapor recuperado $\dot{m}_v$, adentram a segunda turbina T2, que por sua vez é acoplada a um redutor R que é acoplado a um gerador elétrico G que gera potência elétrica, na bancada dissipada com resistências. A queda de entalpia dentro da turbina T2 é responsável pela geração de potência mecânica na forma de rotação do eixo da turbina.

Após a queda de entalpia na turbina T2 os gases estão no estado 6. Apesar de terem percorrido duas turbinas (T1 e T2) a exergia (energia aproveitável) é muito alta, já que esses gases se encontram a alta temperatura. Sendo assim esses gases atravessam uma caldeira recuperadora de calor geradora de vapor, primeiramente passando pelo superaquecedor, depois pelo evaporador e finalmente pelo economizador. Após esses 3 elementos os gases de combustão juntamente com o vapor são eliminados na atmosfera em 7 com uma exergia menor do que a exergia presente em 6.

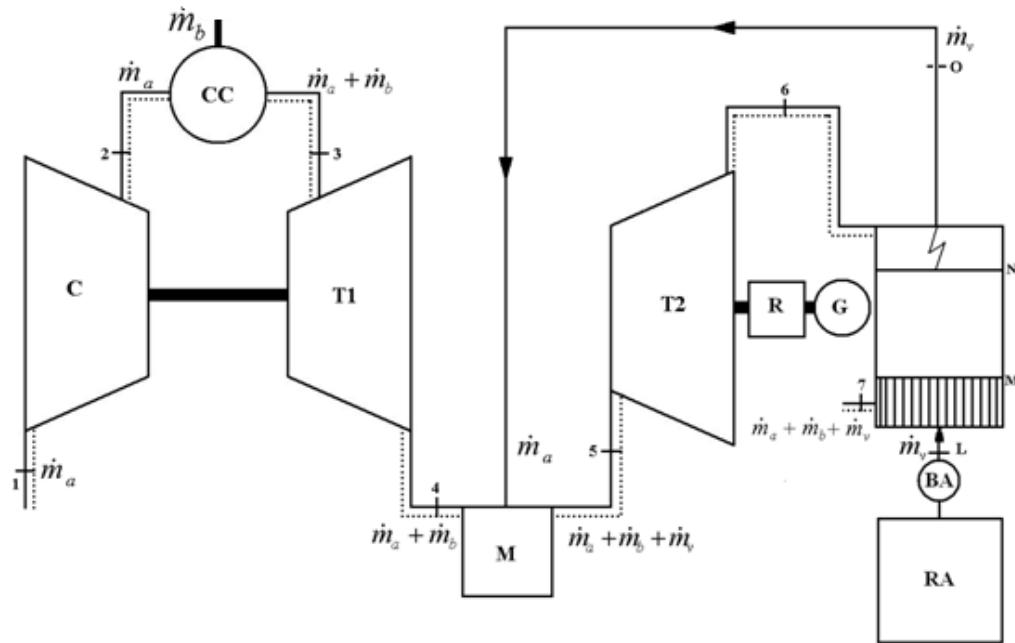


Figura - Esquema de turbina a gás em ciclo misto com recuperação de calor e geração de vapor

A diferença de energia entre 6 e 7 dos gases de combustão e do vapor é responsável por aquecer a água que parte do reservatório de água RA, é bombeada pela bomba BA, que por sua vez é ativada pelo motor MA. Após ser bombeada a água no estado L entra o economizador que será responsável por levar a água da temperatura ambiente até uma temperatura próxima a ebulição, passando então para o evaporador, onde a água será efetivamente vaporizada. Após ser vaporizada a água será superaquecida saindo do recuperador de calor no estado O. Esse é o estado em que o vapor de água adentra o misturador M que mistura o vapor com os gases de combustão proveniente da turbina T1.

1. Queda de Pressão

A queda de pressão total é fornecida pelo compressor. Sendo assim para o gás.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_3} \cdot \frac{P_3}{P_4} \cdot \frac{P_4}{P_5} \cdot \frac{P_5}{P_6} \cdot \frac{P_6}{P_{ng}} \cdot \frac{P_{ng}}{P_{cmg}} \cdot \frac{P_{cmg}}{P_7} \cdot \frac{P_7}{P_1} \quad (8.1)$$

Tabela - Equipamentos de entrada e saídas relacionadas ao ponto do sistema.

	Entrada no (a)	Saída do (a)
1	Compressor	Ambiente

Esquema da Planta de Turbina a Gás – Com Recuperação de Calor
Queda de Pressão

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
N	Evaporador	Super aquecedor
M	Economizador	Evaporador
7	Ambiente	Economizador

A eq.(8.1) pode ser escrita na forma

$$\beta_C = \beta_{CC} \beta_{T1} \beta_{CM} \beta_{T2} \beta_{SA}^G \beta_{EV}^G \beta_{EC}^G \quad (8.2)$$

Sendo

$$\begin{aligned} \beta_C &= \frac{P_2}{P_1} & \beta_{cc} &= \frac{P_2}{P_3} \\ \beta_{T1} &= \frac{P_3}{P_4} & \beta_{CM} &= \frac{P_4}{P_5} \\ \beta_{T2} &= \frac{P_5}{P_6} & \beta_{SA}^G &= \frac{P_6}{P_N} \\ \beta_{EV}^G &= \frac{P_N}{P_M} & \beta_{EC}^G &= \frac{P_M}{P_7} \end{aligned} \quad (8.3)$$

Para o vapor, a queda de pressão é fornecida pela bomba de água (β_A).

$$\frac{P_L}{P_{RA}} = \frac{P_L}{P_{MV}} \cdot \frac{P_{MV}}{P_{NV}} \cdot \frac{P_{NV}}{P_O} \cdot \frac{P_O}{P_{CM}} \quad (8.4)$$

Tabela - Na tabela pode-se observar onde está cada ponto.

RA	Entrada no (a)	Saída do (a)
L	Bomba	Reservatório de água
M	Economizador	Bomba
N	Evaporador	Economizador
O	Super aquecedor	Evaporador
CM	Câmara de mistura	Super aquecedor

Pode-se escrever a eq.(8.5) na forma

$$\beta_{\beta A} = \beta_{SA} \beta_{EV}^{H_2O} \beta_{EC}^{H_2O} \beta_{CM}^{H_2O} \quad (8.5)$$

Sendo assim, se obtém cada queda de pressão

$$\beta_{BA} = \frac{P_L}{P_{RA}} \quad \beta_{SA}^{H_2O} = \frac{P_L}{P_M} \quad (8.6)$$

$$\beta_{EV}^{H_2O} = \frac{P_M}{P_N} \quad \beta_{EC}^{H_2O} = \frac{P_N}{P_O} \quad \beta_{CM} = \frac{P_O}{P_{CM}}$$

Para o cálculo do lado do gás deve-se impor:

$$\beta_C, \beta_{CC}, \beta_{T1}, \beta_{CM} \quad (8.7)$$

A queda de pressão no trocador é calculada no cálculo do trocador e é

$$\beta_{SA}^{Gás} \beta_{EV}^{Gás} \beta_{EC}^{Gás} \quad (8.8)$$

A queda de pressão no segundo estoque é assim calculada

$$\beta_{T2} = \frac{\beta_C}{\beta_{CC} \beta_{T1} \beta_{CM} \beta_{SA}^{Gás} \beta_{EV}^{Gás} \beta_{EC}^{Gás}} \quad (8.9)$$

Esse valor deve ser o mais alto possível para gerar mais potência, como será visto adiante. Caso a queda de pressão dentro do trocador de calor seja muito grande, o sistema pode ser inviável.

A queda da pressão dentro do trocador para o lado da água/vapor é muito menos crítica, diferentemente das quedas de pressão do lado do gás, já que essas influenciam diretamente na potência gerada pela segunda turbina.

A queda de pressão que a bomba de água deve fornecer está descrita na eq.(8.9).

2. Compressor

Dados:

- $T_1 = T_{AMB}$
- $P_1 = P_{AMB}$ ($P=82,63$ kPa para São Paulo)
- B_c
- k_c
- c_{pc}
- $\dot{m}_{ar}$
- η_c

Resultado:

$$P_2 = B_c P_1 \quad (8.10)$$

$$T_{2150} = T_1 B_c^{k_c^{-1}/k_c} \quad (8.11)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{\eta_c} (T_{2150} - T_1) \quad (8.12)$$

$$|W_c| = \dot{m}_{ar} \cdot c_{pc} \cdot (T_2 - T_1) \quad (8.13)$$

3. Câmara de Combustão

Dados:

- $T_2 = T_2$ (compressor)
- $P_2 = P_2$ (compressor)
- B_{cc}
- C_{PCC}
- $\dot{m}_{ar}$
- $\dot{m}_b$ (combustível)
- η_{cc}
- ζ_{QP}
- H_B (calor de combustão)

Resultado:

$\zeta_{QP} \dot{m}_b$ é a massa de combustível que efetivamente queima e $\eta_{cc}(\zeta_{QP} \dot{m}_b)H_b$ é o calor que serve para esquentar a mistura.

$$\eta_{cc} \cdot (\zeta_{QP} \dot{m}_b) \cdot H_b = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_b) \cdot C_{pc} \cdot (T_3 - T_2) \quad (8.14)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{\eta_{cc} (\zeta_{QP} \dot{m}_b) \cdot H_b}{(\dot{m}_a + \dot{m}_b) C_{pc}} \quad (8.15)$$

$$P_3 = \frac{P_2}{\beta_{cc}} \quad (8.16)$$

4. Turbina 1 - (Turbo)

Dados:

- T_3 (câmara de combustão)
- P_3 (câmara de combustão)
- B_{T1}
- k_{T1}
- C_{PT1}
- $\dot{m}_{ar}$
- $\dot{m}_b$
- η_{t1}

Resultado:

$$P_4 = \frac{P_3}{\beta_{t1}} \quad (8.17)$$

$$T_{4150} = \frac{T_3}{\beta_{t1}^{\frac{k_{t1}-1}{k_{t1}}}} \quad (8.18)$$

$$T_4 = T_3 + \eta_{t1}(T_{4150} - T_3) \quad (8.19)$$

$$|W_{t1}| = -(\dot{m}_a + \dot{m}_b) \cdot c_{pt1}(T_4 - T_3) \quad (8.20)$$

(W_{t1}) deve ser maior que (W_c) para fornecer energia do tubo ao compressor. A diferença é considerada como perda de rendimento na transmissão na forma de calor.

5. Câmara de mistura

Dados:

Gases de combustão

- $T_4 = T_4$ (turbina)
- $P_4 = P_4$ (turbina)
- C_{p4}
- $\dot{m}_{gás} = \dot{m}_a + \dot{m}_b$

Vapor Super aquecido

- $T_o = T_o$ (super aquecido)
- $P_o = P_4$ (turbina)
- C_{pH2O}
- $\dot{m}_v$

Resultado:

A temperatura de saída da câmara de combustão é dada por uma relação isoentalpica à pressão constante.

$$\Delta \dot{E} = H_{out} - H_{in} = \dot{W} + \dot{Q} = 0 + 0 \quad (8.21)$$

Considerando que a mistura é feita em uma câmara adiabática. Pela 1ª Lei da Termodinâmica.

$$\Delta \dot{E} = H_{out} - H_{in} = \dot{W} + \dot{Q} = 0 + 0 \quad (8.22)$$

$$\dot{m}_g c_{pg} T_{g,e} + \dot{m}_v c_{pv} T_{v,e} = \dot{m}_g c_{pg} T_{g,s} + \dot{m}_v c_{pv} T_{v,s} \quad (8.23)$$

$$\dot{m}_g c_{pg} T_{g,e} + \dot{m}_v c_{pv} T_{v,e} = (\dot{m}_g c_{pg} + \dot{m}_v c_{pv}) T_5 \quad (8.24)$$

$$T_{mist} = T_5 = \frac{\dot{m}_g c_{pg} T_4 + \dot{m}_v c_{pv} T_o}{\dot{m}_g c_{pg} + \dot{m}_v c_{pv}} \quad (8.25)$$

Como $\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_b$.

$$T_5 = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b) c_{pg} T_4 + \dot{m}_v c_{pv} T_o}{(\dot{m}_a + \dot{m}_b) c_{pg} + \dot{m}_v c_{pv}} \quad (8.26)$$

$$T_5 = \frac{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b) c_{pg} T_4 + \dot{m}_v c_{pv} T_o}{\dot{m}_a}}{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b) c_{pg}}{\dot{m}_a} + \frac{\dot{m}_v c_{pv}}{\dot{m}_a}} \quad (8.27)$$

$$T_5 = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha}c_{pg}T_4 + \frac{\alpha}{\gamma}c_{pv}T_o}{\frac{1+\alpha}{\alpha}c_{pg} + \frac{\alpha}{\gamma}c_{pv}} \quad (8.28)$$

Também ocorre queda de pressão na câmara de mistura.

$$P_5 = \frac{P_4}{\beta_{cc}} \quad (8.29)$$

6. Turbina 2

Dados:

- T_5 (câmara de combustão)
- P_5 (câmara de combustão)
- B_{T2}
- K_{T2}
- C_{PT2}
- $m_{gás} = \dot{m}_a + \dot{m}_b$
- $\dot{m}_v$ (massa de vapor)
- η_{T2}

Resultado:

A queda de pressão na turbina 2 é dada por:

$$\beta_{t2} = \frac{\beta_c}{\beta_{cc}\beta_{T1}\beta_M\beta_{SA}^{Gás}\beta_{EV}^{Gás}\beta_{EC}^{Gás}} \quad (8.30)$$

$$P_6 = \frac{P_5}{\beta_{T2}} \quad (8.31)$$

$$T_{6150} = \frac{T_5}{\beta_{T2}^{K_{T2}-1/K_{T2}}} \quad (8.32)$$

$$T_6 = T_5 + \eta_{T2}(T_{6150} - T_5) \quad (8.33)$$

$$(W_{T2}) = (m_{gás} + \dot{m}_v)C_{PT2}(T_6 - T_5) \quad (8.34)$$

7. Trocador de calor

Dados:

- $T_6 = T_6$ (turbina 2)
- $P_O = P_4$ (turbina 1)
- T_{AMB}
- ΔT_{SA} (temperatura de super aquecimento)
- T_7 (temperatura de saída dos gases)
- C_{PGTC}
- $C_{PL\ H_2O}$
- $C_{PV\ H_2O}$

Resultados:

A temperatura para evaporação da água é função da pressão de operação da entrada da câmara de mistura entre gases de combustão e vapor.

$$T_{evap} = P(P_O) \quad (8.35)$$

$$(\dot{m}_g + \dot{m}_v)C_{pmtc}(T_6 - T_7) = \dot{m}_v[C_{plH_2O}(T_{evap} - T_{amb}) + hla + C_{vapor}\Delta T_{sa}] \quad (8.36)$$

- Massa da água

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_g C_{pmtc}(T_6 - T_7)}{C_{pmtc}(T_6 - T_7) + C_{plH_2O}(T_{evap} - T_{amb}) + hla + C_{vapor}\Delta T_{sa}} \quad (8.37)$$

A temperatura do gás em cada ponto está descrito na tabela 7.

Tabela - Temperatura do gás em cada ponto.

	Economizador	Evaporador	Super aquecedor
Entrada	M	N	T_6
Saída	7	M	N

A temperatura da água em cada ponto está descrita na tabela 8.

Tabela - Temperatura da água em cada ponto.

	Economizador	Evaporador	Super aquecedor
Entrada	T_{AMB}	$T_{EVAP} - \Delta T_{SUB-COOLING}$	T_{EVAP}
Saída	$T_{EVAP} - \Delta T_{SUB-COOLING}$	T_{EVAP}	$T_O = T_{EVAP} + \Delta T_{SA}$

8. Super aquecedor

Dados:

- $T_6 = T_6$ (turbina 2)
- ΔT_{SA}
- $\dot{m}_v$ (trocador de calor)
- $\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_b$
- C_{PGSA}
- C_{PVSA}
- P_6
- P_O
- β_{SAG}
- β_{SAV}

Resultados:

$$\dot{m}_v C_{pvsa} (\Delta T_{sa}) = \dot{m}_g C_{pgsa} (T_6 - T_n) \quad (8.38)$$

$$T_n = T_6 - \frac{\dot{m}_v C_{pvsa} \Delta T_{sa}}{\dot{m}_g C_{pgsa}} \quad (8.39)$$

$$P_n^g = \frac{P_6}{\beta_{sa}^g} \quad (8.40)$$

$$P_n^v = P_o \cdot \beta_{sa}^v \quad (8.41)$$

9. Evaporador

Dados:

- $T_N = T_N$ (super aquecedor)
- $\Delta T_{\text{SUB-COOLING}}$
- $\dot{m}_v$
- $\dot{m}_g$
- C_{pgev}
- C_{plev}
- T_{EV}
- P_n^g (super aquecido)
- P_n^v (super aquecido)
- β_{EVG}
- β_{EVv}

Resultados:

$$H_{lv} = f(T_{ev}) \quad (8.42)$$

$$\dot{m}_v [H_{lv} + C_{plev} \Delta T_{\text{subcooling}}] = \dot{m}_g C_{pgev} (T_m - T_n) \quad (8.43)$$

$$T_m = T_n - \frac{\dot{m}_g C_{pgev}}{\dot{m}_v [H_{lv} + C_{plev} \Delta T_{\text{subcooling}}]} \quad (8.44)$$

$$P_n^g = \frac{P_n^g}{\beta_{ev}^g} \quad (8.45)$$

$$P_m^v = P_n^v \beta_{ev}^v \quad (8.46)$$

* A vazão real de massa dentro do evaporador ($\dot{m}_{ev}$) é dado pela fração mássica do vapor que sai do evaporador e da temperatura $\Delta T_{\text{SUB-COOLING}}$, bem como dos calores específicos do líquido e do vapor e obviamente pela temperatura de evaporação. A figura 19 apresenta o acoplamento entre tanque de flashing e o evaporador.

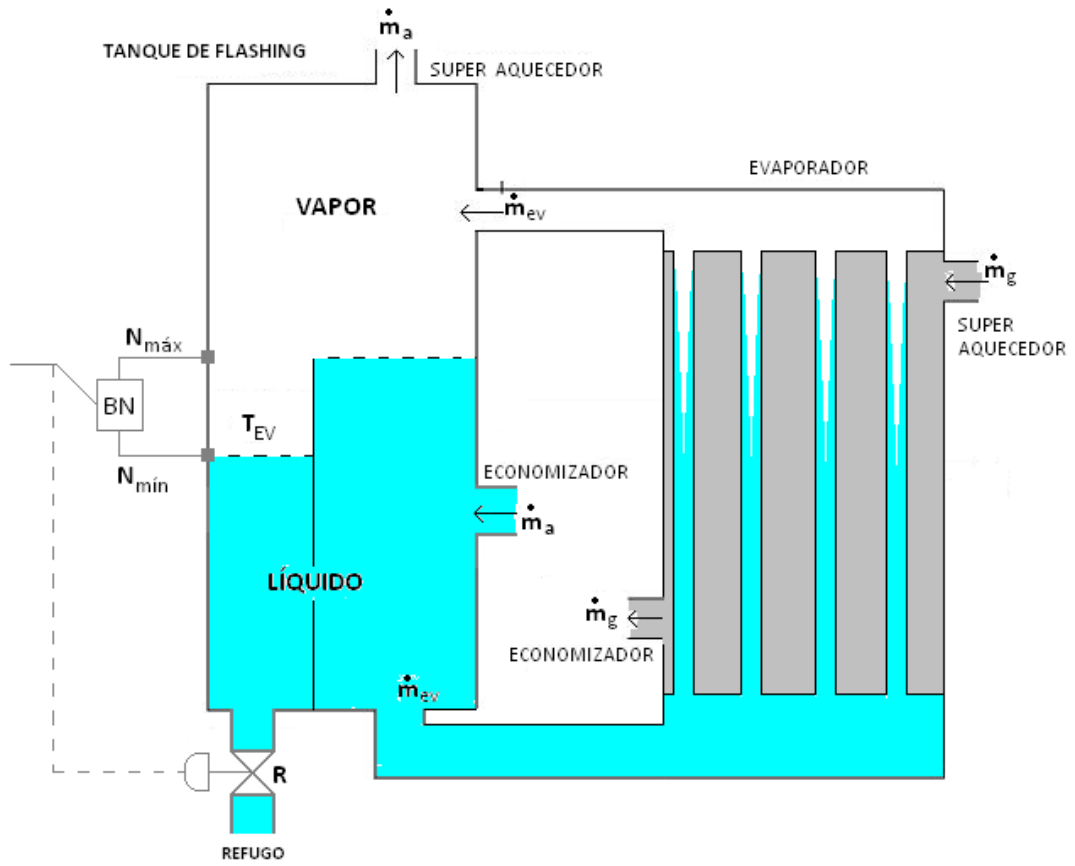


Figura - Acoplamento evaporador e tanque de flashing.

** Definindo:

$$T_i = T_{ev} - \Delta T_{subcooling} \quad (8.47)$$

$$X_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e + \dot{m}_a} \quad (8.48)$$

*** A válvula/bóia de nível (BN) abre o registro (R) quando se atinge o nível ($N_{MÁX}$) e fecha quando atinge o nível ($N_{MÍN}$).

$$\dot{m}_v C_{plev} T_i + \dot{m}_{ev} (X_v C_{pvev} T_{ev} + (1 - X_v) C_{plev} T_{ev}) = \dot{m}_v C_{pvev} T_{ev} + \dot{m}_{ev} C_{plev} T_{ev} \quad (8.49)$$

$$\dot{m}_{ev} = \left(\frac{\dot{m}_v}{X_v} \right) \left(\frac{C_{pvev} - C_{plev} \left(\frac{T_a}{T_v} \right)}{C_{pvev} - C_{plev}} \right) \quad (8.50)$$

Pode observar na eq.(8.45) que caso a temperatura T_a de entrada passe T_{ev} , ou seja, $\Delta T_{SUB-COOLING}$ fosse nulo, o segundo termo da multiplicação da eq.(8.45) seria unitário.

Se, ainda, o gerador de vapor (evaporador) gerasse 100% de vapor ($X_v = 1$), a massa que atravessaria o evaporador seria a massa que atravessaria os outros trocadores de calor.

10. Economizador

Dados:

- $T_M = T_M$ (economizador)
- $\Delta T_{subcooling}$
- T_{VE}
- $\dot{m}_v$
- $\dot{m}_g$
- C_{pgev}
- C_{plev}
- P_m^g (evaporador)
- P_m^v (evaporador)

Resultado:

$$\dot{m}_v C_{plec} (T_{ev} - \Delta T_{subcooling} - T_{amb}) = \dot{m}_g C_{pgec} (T_m - T_7) \quad (8.51)$$

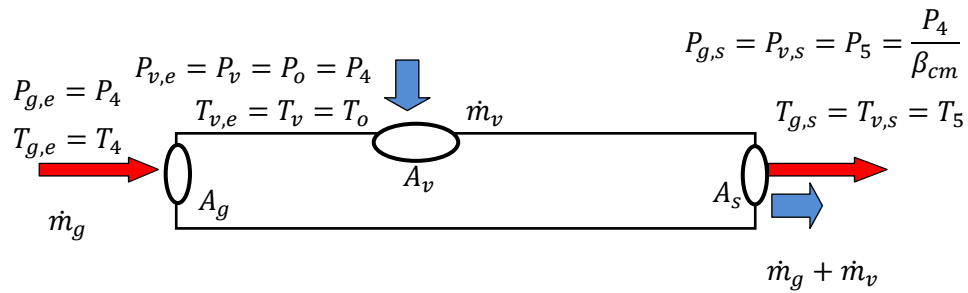
$$T_7 = T_m - \frac{\dot{m}_v C_{plec} (T_{ev} - \Delta T_{subcooling} - T_{amb})}{\dot{m}_g C_{pgec}} \quad (8.52)$$

$$P_7^g = P_{amb} = \frac{P_m^g}{\beta_{ec}^v} \quad (8.53)$$

(P_7^g calculado deve ser P_{amb} e deve-se iterar o sistema até atingir P_{amb})

$$P_l^v = P_{bomba} = P_m^v \beta_{ec}^v \quad (8.54)$$

P_l^v é a pressão que a bomba deve fornecer a partir da pressão ambiente conferindo uma razão de pressão $P_m^v = \beta_{ec}^v / P_l^v$.



Considerando que a mistura é feita em uma câmara adiabática. Pela 1ª Lei da Termodinâmica.

$$\Delta \dot{E} = H_{out} - H_{in} = \dot{W} + \dot{Q} = 0 + 0 \quad (8.55)$$

$$\dot{m}_g c_{pg} T_{g,e} + \dot{m}_v c_{pv} T_{v,e} = \dot{m}_g c_{pg} T_{g,s} + \dot{m}_v c_{pv} T_{v,s} \quad (8.56)$$

$$\dot{m}_g c_{pg} T_{g,e} + \dot{m}_v c_{pv} T_{v,e} = (\dot{m}_g c_{pg} + \dot{m}_v c_{pv}) T_5 \quad (8.57)$$

$$T_{mist} = T_5 = \frac{\dot{m}_g c_{pg} T_4 + \dot{m}_v c_{pv} T_0}{\dot{m}_g c_{pg} + \dot{m}_v c_{pv}} \quad (8.58)$$

Como $\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_b$.

$$T_5 = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b) c_{pg} T_4 + \dot{m}_v c_{pv} T_0}{(\dot{m}_a + \dot{m}_b) c_{pg} + \dot{m}_v c_{pv}} \quad (8.59)$$

$$T_5 = \frac{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_{pg} T_4 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} c_{pv} T_0}{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_{pg} + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} c_{pv}} \quad (8.60)$$

$$T_5 = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha} c_{pg} T_4 + \frac{\alpha}{\gamma} c_{pv} T_0}{\frac{1+\alpha}{\alpha} c_{pg} + \frac{\alpha}{\gamma} c_{pv}} \quad (8.61)$$

Utilizando as equações (B.4) e (B.15) é possível calcular o rendimento. Pode-se calcular um calor específico equivalente ($c_{p(g+v)}$) para os gases que atravessam a segunda turbina.

$$M_{g+v} = \frac{1}{\frac{m_{pg}}{M_g} + \frac{m_{pv}}{M_v}} \quad (8.62)$$

$$M_{g+v} = \frac{1}{\frac{\frac{\dot{m}_a + \dot{m}_b}{\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v}}{M_g} + \frac{\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v}}{M_v}} \quad (8.63)$$

$$M_{g+v} = \frac{\alpha + \gamma + 1}{(\alpha + 1)M_g + \gamma M_v} \quad (8.64)$$

$$c_{p(g+v)} = m_{pg}c_{pg} + m_{pv}c_{vp} \quad (8.65)$$

$$c_{p(g+v)} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_b}{\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v}c_{pg} + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v}c_{vp} \quad (8.66)$$

$$c_{p(g+v)} = \frac{\alpha + 1}{\alpha + \gamma + 1}c_{pg} + \frac{\gamma}{\alpha + \gamma + 1}c_{vp} \quad (8.67)$$

$$\frac{\alpha + \gamma + 1}{\alpha}c_{p(g+v)} = \frac{\alpha + 1}{\alpha}c_{pg} + \frac{\gamma}{\alpha}c_{vp} \quad (8.68)$$

$$\frac{\alpha + \gamma + 1}{\alpha} \frac{c_{p(g+v)}}{c_{pg}} = \frac{\alpha + 1}{\alpha} + \frac{\gamma c_{vp}}{\alpha c_{pg}} \quad (8.69)$$

$$\bar{R}_{g+v} = \frac{R}{M_{g+v}} \quad (8.70)$$

$$c_{v(g+v)} = c_{p(g+v)} - \bar{R}_{g+v} \quad (8.71)$$

$$k = \frac{c_{p(g+v)}}{c_{v(g+v)}} \quad (8.72)$$

9. Propriedades utilizadas no equacionamento dos componentes

1. Valores Independentes de temperatura e pressão

O índice i se refere ao elemento. O índice m se refere a mistura.

1. Massa molar

M_i está na tabela

Tabela - Propriedade para elementos de interesse (2)

	M	Tc	Pc	Vc	Roc
	g/mol	K	bar	cm ³ /mol	g/cm ³
Propano - C ₃ H ₈	44,096	369,82	42,49	202,9	0,2174
Monóxido de Carbono - CO	28,01	132,92	34,99	93,1	0,3009
Gás Carbonico - CO ₂	44,01	304,19	73,82	94	0,4682
Argônio - Ar	39,948	150,86	48,98	74,59	0,5356
Oxigênio - O ₂	31,999	154,58	50,43	73,4	0,436
Nitrogênio - N ₂	28,013	126,1	33,94	90,1	0,3109
Vapor - H ₂ O	18,015	647,13	220,55	55,95	0,322

2. Constante dos gases

$$R_i = \frac{R}{M_i} \quad (9.1)$$

3. Fração mássica

$$m_{pi} = n_{pi} \frac{\dot{n}_m}{M_i} \quad (9.2)$$

4. Vazão mássica

$$\dot{m}_i = n_{pi} \dot{m}_m \quad (9.3)$$

5. Vazão molar

$$\dot{n}_i = n_{pi} \dot{n}_m \quad (9.4)$$

6. Massa molar da mistura

$$\bar{M}_m = \sum n_{pi} M_i \quad (9.5)$$

7. Constante dos gases

$$R_m = \frac{R}{M_m} \quad (9.6)$$

2. Propriedades gerais entre duas temperaturas

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

1. Condutividade térmica

$$\bar{K}_i = \frac{K_i(T_1) + K_i(T_o)}{2} \quad (9.7)$$

$K_i(T)$ é obtido por interpolação polinomial de 2ª ordem.

2. Calor específico molar (a pressão constante)

$$\overline{C_{pni}} = \frac{S_{T_1} C_p dt}{T_1 - T_o} = A + \frac{\frac{B}{2}(T_2^2 + T_1^2) + \frac{C}{3}(T_2^3 - T_1^3) + \frac{D}{4}(T_2^4 - T_1^4)}{(T_2 - T_1)} \quad (9.8)$$

Os valores para A, B, C e D são obtidos na tabela 2.

3. Calor específico (a pressão constante)

$$\overline{C_{pi}} = \frac{\overline{C_{pmi}}}{\overline{M_i}} \quad (9.9)$$

M_i é a massa molar do elemento i

4. Viscosidade cinemática

$$\bar{\mu}_i = \frac{\mu_i(T_0) + \mu_i(T_1)}{2} \quad (9.10)$$

Sendo,

$$\mu_i(T_0) = \mu_{ar}(T_0) \quad (9.11)$$

$$\mu_i(T_1) = \mu_{ar}(T_1) \quad (9.12)$$

O valor de viscosidade para o ar foi interpolado da Tabela originando a aproximação potencial exibida na Figura .

Tabela - Viscosidade cinemática para o ar. (4)

T4	ar	T4	ar
K	N/m.K	K	N/m.K
100,00	007,1E-6	700,00	033,9E-6
150,00	010,3E-6	750,00	035,5E-6
200,00	013,3E-6	800,00	037,0E-6
250,00	016,0E-6	850,00	038,4E-6
300,00	018,5E-6	900,00	039,8E-6

350,00	020,8E-6	950,00	041,1E-6
400,00	023,0E-6	1000,00	042,4E-6
450,00	025,1E-6	1100,00	044,9E-6
500,00	027,0E-6	1200,00	047,3E-6
550,00	028,8E-6	1300,00	049,6E-6
600,00	030,6E-6	1400,00	053,0E-6
650,00	032,3E-6	1500,00	055,7E-6

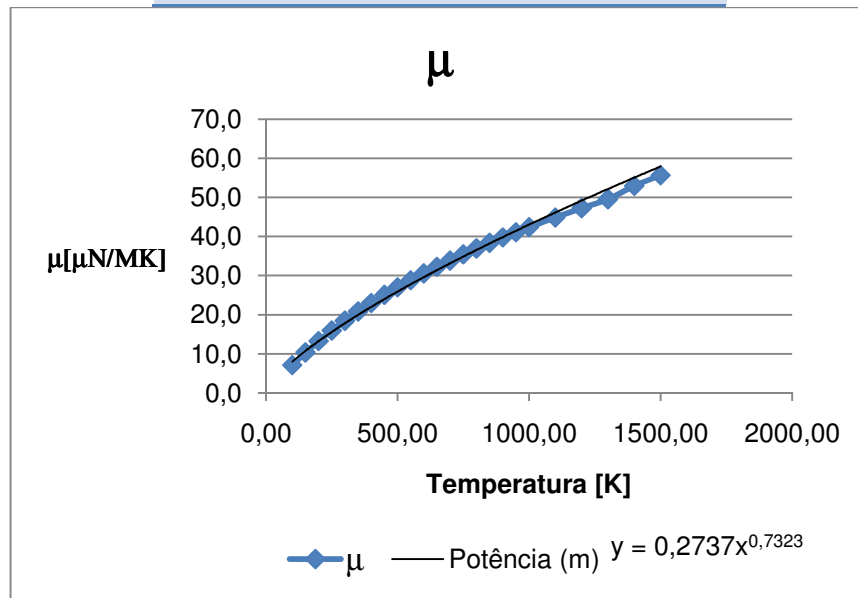


Figura - Interpolação para valores de viscosidade do ar.

5. Viscosidade dinâmica

$$\bar{v}_i = \frac{\bar{\mu}_i}{\bar{\rho}_i} \quad (9.13)$$

6. Calor específico (a volume constante)

$$\bar{C}_{vi} = \bar{C}_{pi} - R_i \quad (9.14)$$

7. Constante politrópica

$$k = \frac{\bar{C}_{pi}}{\bar{C}_{vi}} \quad (9.15)$$

8. Massa específica

$$\bar{\rho}_i = \frac{\rho_i(T_o) + \rho_i(T_1)}{2} \quad (9.16)$$

3. Propriedades das misturas dependentes da temperatura

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

1. Massa específica

$$\bar{\rho}_m = \frac{\rho_0 + \rho_1}{2} = \frac{\frac{P_0}{R_m T_0} + \frac{P_1}{R_m T_1}}{2} \quad (9.17)$$

2. Condutividade Térmica

Para encontrar uma expressão para a condutividade térmica da mistura de gases foram feitas as seguintes suposições que podem ser analisadas observando a Figura .

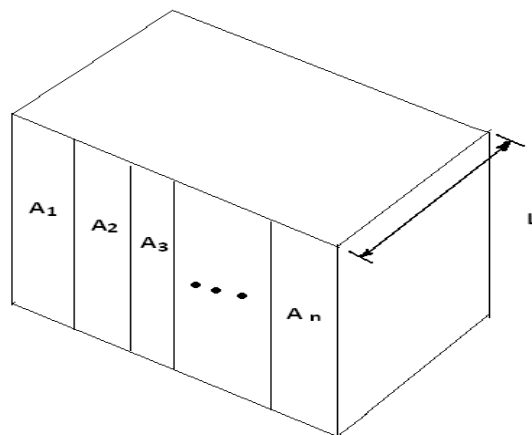


Figura - Representação tridimensional para condutividade térmica da mistura de gases.

- 1) Cada fluído ocupa um volume V_i diferente para cada fluído i
- 2) O volume V_i é composto pela área frontal A_i diferente para cada fluído e pela profundidade f igual a todos fluídos
- 3) Cada fluído está em paralelo com o outro uma vez que o gradiente de temperatura é o mesmo para todos fluídos
- 4) O circuito elétrico equivalente é representado na Figura .

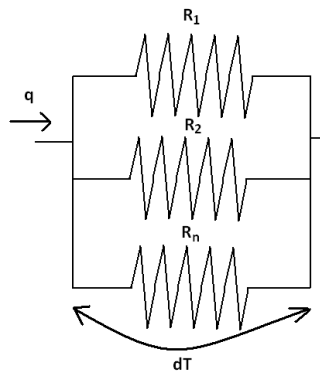


Figura - Circuito elétrico equivalente para mistura de fluídos.

A equação básica diferencial da condução é

$$q = kA \frac{dT}{dx} \quad (9.18)$$

Ou em termos gerais

$$q = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (9.19)$$

Sendo a resistência elétrica equivalente

$$R = \frac{L}{kA} \quad (9.20)$$

Em um circuito desse tipo a fluxo de calor q (ou corrente elétrica em circuitos elétricos) é a soma da contribuição de cada fluxo que atravessa cada gás através de cada seção A_i .

$$q_t = \sum q_i \quad (9.21)$$

$$\frac{\Delta T}{R_t} = \sum \frac{\Delta T}{R_i} \quad (9.22)$$

Obtendo:

$$\frac{1}{R_t} = \sum \frac{1}{R_i} \quad (9.23)$$

$$\left(\frac{k A}{L}\right)_t = \sum \left(\frac{k A}{L}\right)_i \quad (9.24)$$

Utilizando

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i} = \frac{m_i}{LA_i} \quad (9.25)$$

$$\left(\frac{k m}{\rho L^2}\right)_t = \sum \left(\frac{k m}{\rho L^2}\right)_i \quad (9.26)$$

Obtendo

$$k_t = \sum k_i \frac{m_i \rho_t}{m_t \rho_i} \quad (9.27)$$

Ou ainda

$$k_t = \sum k_i \frac{m_{pi}}{\rho_{pi}} = \sum k_i m_{pi} v_{pi} \quad (9.28)$$

3. Calor específico

$$m_m \bar{c}_{p_m} \Delta T = \sum m_i \bar{c}_{p_i} \Delta T \quad (9.29)$$

$$\bar{c}_{p_m} = \frac{\sum m_i \bar{c}_{p_i}}{m_m} = \frac{\sum m_i \bar{c}_{p_i}}{\sum m_i} \quad (9.30)$$

4. Viscosidade Dinâmica

$$\bar{\mu}_m = \bar{\mu}_{ar} \quad (9.31)$$

5. Viscosidade Cinemática

$$\bar{\nu}_m = \frac{\bar{\mu}_{ar}}{\bar{\rho}_m} \quad (9.32)$$

6. Número de Reynolds

$$Re = \frac{\bar{\rho}_m V D_h}{\bar{\mu}_{ar}} \quad (9.33)$$

7. Número de Prandtl

$$Pr = \frac{\bar{c}_{p_m} \bar{\mu}_{ar}}{\bar{k}_m} \quad (9.34)$$

8. Número de Nusselt

$$Nu = \frac{\bar{h}_m L}{\bar{k}_m} \quad (9.35)$$

10. Definindo as Propriedades da Mistura

Em uma turbina a gás as propriedades termodinâmicas utilizadas no cálculo são fundamentais para uma boa aproximação do problema com o caso real. Apesar de a obtenção de tais valores ser bastante laboriosa, é fundamental para um cálculo confiável. Sendo assim nesse capítulo serão obtidos os dados para um preciso equacionamento do problema.

1. Propriedades dos Gases da Mistura

1. Constantes para o Cálculo de c_p

A Tabela mostra as constantes utilizadas na eq.(B.22) para alguns compostos e elementos. Também constam na tabela os valores de temperatura mínimo e máximo para os quais os dados obtidos com a fórmula ainda são válidos.

Tabela - Constantes de calor específico para gases selecionados (2)

		A	B	C	D	E	Tmin (K)	Tmáx (K)
CH₄O	Metanol	40,046	-3,8E-02	2,5E-04	-2,2E-07	6,0E-11	100	1.500
CH₄	Metano	34,942	-4,0E+02	1,9E-04	-1,5E-07	3,9E-11	50	1.500
C₂H₂	Acetileno	19,36	1,2E-01	-1,2E-04	7,2E-07	-1,7E-11	200	1.500
C₂H₆O	Etanol	27,091	1,1E-01	1,1E-04	-1,5E-07	4,7E-11	100	1.500
C₂H₆	Etano	32,083	-1,5E-02	4,5E-04	-2,4E-07	6,8E-11	60	1.500
	Etileno							
C₃H₈	Propano	28,277	1,2E-01	2,0E-04	-2,3E-07	6,9E-11	100	1.500
C₄H₁₀	n-Butano	20,056	2,8E-01	-1,3E-05	-9,5E-08	3,4E-11	200	1.500
C₄H₁₀	iso-Butano	6,772	3,4E-01	-1,0E-04	-3,7E-08	2,0E-11	200	1.500

Tabela - Constante de calor específico para gases selecionados (continuação) (2)

		A	B	C	D	E	T _{min} (K)	T _{máx} (K)
H ₂	Hidrogênio	25,399	2,0E-02	-3,9E-05	3,2E-08	-8,8E-12	250	1.500
CO	Monóxido de Carbono	29,556	-6,6E-03	2,0E-05	-1,2E-08	2,3E-12	60	1.500
CO ₂	Gás Carbônico	27,437	4,2E-02	-2,0E-05	4,0E-09	-3,0E-13	60	1.500
Ar	Argônio	20,786	0,0E+00	0,0E+00	0,0E+00	0,0E+00	50	5.000
O ₂	Oxigênio	29,526	-8,9E-03	3,8E-05	-3,3E-08	8,9E-12	100	1.500
N ₂	Nitrogênio	29,414	-4,6E-03	1,3E-05	-5,5E-09	2,9E-13	50	1.500
H ₂ O	Água	33,933	-8,4E-03	3,0E-05	-1,8E-08	3,7E-12	50	1.500

A equação abaixo mostra como proceder para calcular o $\bar{c}_p$ a partir das constantes apresentadas acima. O valor obtido com a equação abaixo é em J/mol K ou kJ/kmol K.

$$\bar{c}_{pm} = A + \frac{B}{2} \left(\frac{T_2^2 + T_1^2}{T_2 - T_1} \right) + \frac{\frac{C}{3} (T_2^3 - T_1^3) + \frac{D}{4} (T_2^4 - T_1^4) + \frac{E}{5} (T_2^5 - T_1^5)}{(T_2 - T_1)} \quad (10.1)$$

Para obter o valor em termos mássicos a equação acima deve ser dividida pela fração molar. O valor obtido com a equação abaixo é em J/g K ou kJ/kg K.

$$\bar{c}_p = \frac{\bar{c}_{pm}}{M} = \frac{A + \frac{B}{2} \left(\frac{T_2^2 + T_1^2}{T_2 - T_1} \right) + \frac{\frac{C}{3} (T_2^3 - T_1^3) + \frac{D}{4} (T_2^4 - T_1^4) + \frac{E}{5} (T_2^5 - T_1^5)}{(T_2 - T_1)}}{M} \quad (10.2)$$

2. Propriedades Termodinâmicas

A Tabela apresenta as propriedades termodinâmicas necessárias para o cálculo das propriedades dos gases utilizados nesse trabalho. Sendo M a massa molar, T_f a temperatura de fusão a pressão padrão, T_b a temperatura de vaporização a pressão padrão, T_c a temperatura crítica, P_c a pressão crítica e V_c o volume específico molar crítico.

Tabela - Propriedades Termodinâmicas para Gases Seleccionados (2)

	M (g/mol)	T_f (K)	T_b (K)	T_c (K)	P_c (bar)	V_c ($\frac{cm^3}{mol}$)	R_{oc} ($\frac{g}{cm^3}$)	Z_c	w
CH₄O	32,042	175,47	337,85	512,58	80,96	117,8	0,272	0,224	0,566
CH₄	16,043	90,67	111,66	190,58	46,04	99,3	0,1616	0,288	0,011
C₂H₂	34,042	175,47	337,85	512,58	80,96	117,8	0,272	0,224	0,566
C₂H₆O	40,069	159,05	351,44	516,25	63,84	166,9	0,276	0,248	0,637
C₂H₆	30,07	90,35	184,55	305,42	48,8	147,9	0,2033	0,284	0,099
C₃H₈	44,096	85,45	231,11	369,82	42,49	202,9	0,2174	0,28	0,152
C₄H₁₀	58,123	134,86	272,65	425,18	37,97	254,9	0,228	0,274	0,199
C₄H₁₀	58,123	113,54	261,43	408,14	36,48	262,7	0,2213	0,282	0,177
H₂	2,016	13,95	20,39	33,18	13,13	64,15	0,0314	0,305	-0,22

Tabela - Propriedades Termodinâmicas para Gases Seleccionados (continuação). (2)

H₂	2,016	13,95	20,39	33,18	13,13	64,15	0,0314	0,305	-0,22
CO	28,01	68,15	81,7	132,92	34,99	93,1	0,3009	0,295	0,066
CO₂	44,01	216,58	194,67	304,19	73,82	94	0,4682	0,274	0,228
Ar	39,948	83,8	87,28	150,86	48,98	74,59	0,5356	0,291	0
O₂	31,999	54,36	90,17	154,58	50,43	73,4	0,436	0,288	0,022
N₂	28,013	63,15	77,36	126,1	33,94	90,1	0,3109	0,292	0,04
H₂O	18,015	273,15	373,15	647,13	220,55	55,95	0,322	0,229	0,345

Uma importante relação é utilizada para calcular a constante do gás $\bar{R}$ a partir da constante universal dos gases R. (2) mostra que o valor da Constante Universal dos Gases é 8,315 kJ/kmol.K.

$$\bar{R} = \frac{R}{M} \quad (10.3)$$

2. Propriedades do ar (compressor)

Foi feita uma planilha no Excel para calcular as propriedades do ar presente na atmosfera, sendo esse o ar que o compressor aspira. Foi equacionado que o ar de entrada poderia ser composto por até 5 compostos, sendo que na realidade é composto por um número bem maior. Entretanto, foi definido que o ar é composto somente por Nitrogênio, Oxigênio, Argônio e Gás Carbônico. Para calcular o calor específico médio para cada composto ($\bar{c}_p$) foi utilizada a eq.(9.1) com o intervalo de temperaturas descritos na Tabela .

Tabela - Propriedades para calcular C_p (2)

	Entrada	Saída
	Compressor	Compressor
Temperatura	25 °C (298 K)	170 °C (443 K)

A temperatura de entrada do compressor foi admitida como 25 °C, que é uma estimativa da temperatura local do laboratório LETE-USP. A temperatura de saída foi calculada utilizando uma transformação politrópica com $\beta=4$ e $k=1,4$ conforme a eq.(B.3).

Tabela - Propriedades dos compostos utilizados no compressor (2)

	Comp 1	Comp 2	Comp 3	Comp 4	Comp 5	Eq.
Gás	Nitrogênio	Oxigênio	Argônio	Gás Carbônico	0	
Fração Molar	78,08%	20,95%	0,93%	0,04%	0,00%	$n_{pi} = n_i/n_t$
M (g/mol)	28,013	31,999	39,948	44,010	0,000	Tabela
C_p (J/mol K)	29,235	29,980	20,786	40,604	0,000	(B.22)
C_p (J/g K)	1,044	0,937	0,520	0,923	0,000	(9.1)

A Tabela descreve as propriedades calculadas para cada composto bem como a equação que foi utilizada no cálculo.

Tabela - Propriedades da mistura de gases no compressor (2)

Mistura	Eq.
---------	-----

Cpmist	1,01214	(J/g K)	(B.16)
Mmist	28,9655	(g/mol)	(B.10)
Rmist	0,28707	(J/g K)	(9.2)
Cvmist	0,72507	(J/g K)	(A.16)
k	1,395914		(A.16)

3. Propriedades dos gases (turbina)

Foi feita uma planilha no Excel para calcular as propriedades do ar presente na câmara de combustão e na turbina na situação de operação normal do sistema (sem a futura adição de vapor). Os compostos que percorrem a câmara de combustão e a turbina são exibidos na Tabela . Fica evidente que a combustão pode ser incompleta originando CO na descarga e que nem todo combustível deve necessariamente queimar devido a ineficiências do combustor. Como foi utilizado GLP para a obtenção dos dados, esse gás foi utilizado no equacionamento. Foi desprezada no equacionamento a água dissolvida no ar que adentra o compressor. Para calcular o calor específico médio para cada composto ($\bar{c}_p$) foi utilizada a eq.(8.1) com o intervalo de temperaturas descritos na Tabela .

Tabela - Componentes que atravessam a turbina (2)

	Componente	Fórmula
Componente 1	Nitrogênio	N ₂
Componente 2	Oxigênio	O ₂
Componente 3	Argônio	Ar
Componente 4	Gás Carbônico	CO ₂
Componente 5	Monóxido de Carbono	CO
Componente 6	Propano (GLP)	C ₃ H ₈
Componente 7	Água	H ₂ O

Tabela - Propriedades para calcular Cp (2)

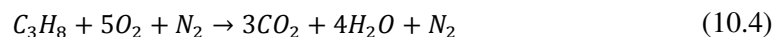
	Entrada Cam. de Combustão	Saída Turbina
Temperatura	350 °C (773 K)	1000 °C (1273 K)

A temperatura de entrada da câmara de combustão foi admitida como 350 °C, que é uma estimativa da temperatura local do laboratório LETE-USP. A temperatura de saída também foi estimada.

1. Equacionamento da Combustão

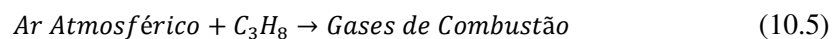
Para proceder deve-se saber a composição dos gases de combustão. Para isso se deve equacionar a combustão levando em consideração que a reação possa apresentar CO e combustível que não foi queimado nos gases.

Reação de Combustão do Propano

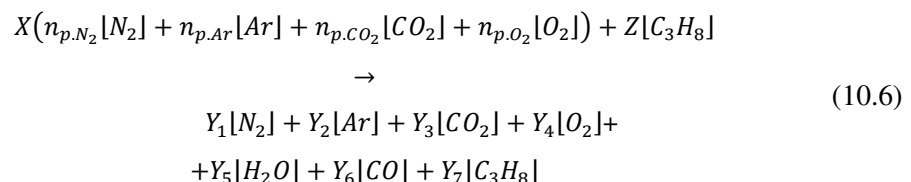


Reação de Combustão do Propano com adição de Ar

A reação ocorre da seguinte forma:



Deve ser feito um equilíbrio de elementos químicos na reação. n_p ($n_{pi}=n_i/n_t$) é a fração molar parcial do componente i dentro da mistura. A eq.(2.4) pode ser escrita como:



X é a fração molar de entrada de ar, Z é a vazão molar de entrada de combustível, Y_6 é a vazão molar de saída de CO e Y_7 é a vazão molar de saída de combustível. Sabendo X, Z, Y_6 e Y_7 é possível determinar os demais Y_i .

$$N \rightarrow 2Xn_{p.N_2} = 2Y_1 \quad Y_1 = Xn_{p.N_2} \quad (10.7)$$

$$Ar \rightarrow Xn_{p.Ar} = Y_2 \quad Y_2 = Xn_{p.Ar} \quad (10.8)$$

$$H \rightarrow 8Z = 2Y_5 + 8Y_7 \quad Y_5 = 4(Z - Y_7) \quad (10.9)$$

$$C \rightarrow \begin{aligned} Xn_{p.CO_2} + 3Z &= Y_3 + Y_6 + 3Y_7 & Y_3 &= -Y_6 + Xn_{p.CO_2} + 3(Z - Y_7) \\ 2Xn_{p.O_2} + 2Xn_{p.CO_2} &= 2Y_3 + 2Y_4 + Y_6 + Y_5 \end{aligned} \quad (10.10)$$

$$O \rightarrow \begin{aligned} 2Xn_{p.O_2} + 2Xn_{p.CO_2} &= 2 \left(\begin{aligned} -Y_6 + Xn_{p.CO_2} \\ +3(Z - Y_7) \end{aligned} \right) & Y_4 &= Xn_{p.O_2} - 5(Z - Y_7) + \frac{1}{2}Y_6 \\ & + 2Y_4 + Y_6 + (4(Z - Y_7)) \end{aligned} \quad (10.11)$$

$$2Xn_{p.O_2} = 2Y_4 - Y_6 + 10(Z - Y_7)$$

$$5O_2 + {}^ZC_3H_8 + 3CO_2 + 4H_2O \quad (10.12)$$

Tipo de Combustão

X e Y são dados de entrada do problema. Para facilitar a entrada de dados, em vez de entrar com o valor de Y_6 , deve-se entrar com o valor de ξ_{CP} que é definido por

Combustão Incompleta	$Y_3 = 0$	$\xi_{CP} = 0\%$
Combustão Parcial	$Y_3 \text{ e } Y_6 \text{ quaisquer}$	$\xi_{CP} = f(Y_3; Y_6)$
Combustão Completa	$Y_6 = 0$	$\xi_{CP} = 100\%$

Utilizando a função:

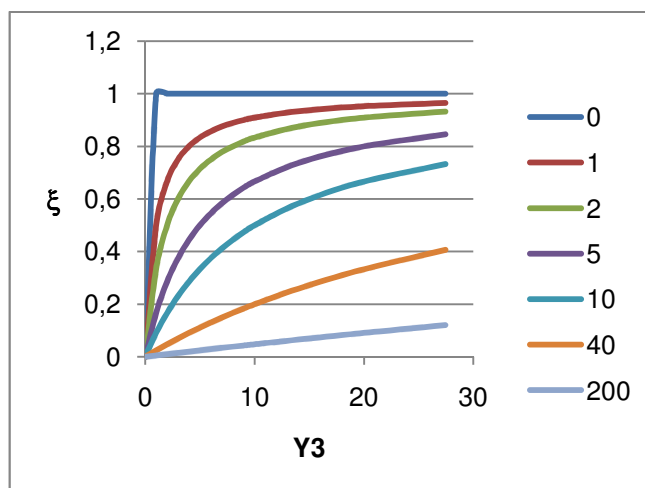
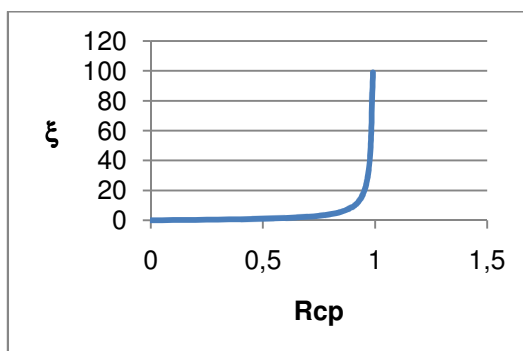
$$\xi_{CP} = \frac{Y_3}{Y_3 + Y_6} \quad (10.13)$$

Isolando Y_3 e Y_6 .

$$Y_6 = Y_3 \left(\frac{1}{\xi_{CP}} - 1 \right) \quad Y_3 = \frac{\xi_{CP} Y_6}{(1 - \xi_{CP})} \quad (10.14)$$

Definindo assim:

$$R_{CP} = \frac{Y_3}{Y_6} = \frac{\xi_{CP}}{(1 - \xi_{CP})} \quad (10.15)$$


Figura - ξ x Y_3 (variando Y_6)

Figura - ξ x R_{cp}

Na Figura é possível perceber que Y_3 e Y_6 são proporcionais. Quando ξ é mantido constante, o aumento de um comporta o aumento do outro. Já na Figura é possível perceber que R_{cp} é limitado em 100%. Isso significa que no limite Y_6 é igual a Y_3 .

Intensidade da Queima

De maneira similar, para facilitar a entrada de dados quanto à queima de combustível na turbina, pode-se definir queima total, queima parcial ou não-queima (sem combustão), sendo assim foi definido ζ como:

Não-Queima	Queima Parcial	Queima Parcial	Queima Total
0 % completa	50% completa	ζ_{QP} % completa	100% completa
$Y_7 = Z$	$Y_7 = 0,5$	$\zeta_{QP} = f(Z; Y_7)$	$Y_7 = 0$
$\zeta = 0$	$\zeta_{QP} = 50\%$		$\zeta = 100\%$

Utilizando a função:

$$\zeta_{QP} = \frac{Z - Y_7}{Z} \quad (10.16)$$

Dessa forma $Y_7 = Z(1 - \zeta_{QP})$.

2. Definição de parâmetros de entrada

Portanto vem:

$$Y_1 = Xn_{p.N_2} \quad Y_1 = Xn_{p.N_2} \quad (10.17)$$

$$Y_2 = Xn_{p.Ar} \quad Y_2 = Xn_{p.Ar} \quad (10.18)$$

$$Y_5 = 4(Z - Y_7) \quad Y_5 = 4\left(Z - Z(1 - \zeta_{QP})\right) = 4Z\zeta_{QP} \quad (10.19)$$

$$Y_3 = -Y_6 + Xn_{p.CO_2} + 3(Z - Y_7) \quad Y_3 = \xi_{CP}(Xn_{p.CO_2} + 3Z\zeta_{QP}) \quad (10.20)$$

$$Y_4 = Xn_{p.O_2} - 5(Z - Y_7) + \frac{1}{2}Y_6 \quad Y_4 = Xn_{p.O_2} + \left(\frac{1 - \xi_{CP}}{2}\right)(Xn_{p.CO_2} + 3Z\zeta_{QP}) - 2Z\zeta_{QP} \quad (10.21)$$

$$Y_4 = X(n_{p.O_2} + n_{p.CO_2}) - \left(\frac{1 + \xi_{CP}}{2}\right)(Xn_{p.CO_2} + 3Z\zeta_{QP}) - 5Z\zeta_{QP}$$

$$\begin{aligned}
& X(n_{p.N_2}[N_2] + n_{p.Ar}[Ar] + n_{p.CO_2}[CO_2] + n_{p.O_2}[O_2]) + Z[C_3H_8] \\
& \rightarrow \\
& Xn_{p.N_2}[N_2] + Xn_{p.Ar}[Ar] + (\xi_{CP}(Xn_{p.CO_2} + 12\xi_{QP})) [CO_2] + \\
& \quad \left(Xn_{p.O_2} + 5Z\xi_{QP} + \frac{1}{2}Y_3 \left(\frac{1}{\xi_{CP}} - 1 \right) \right) [O_2] + \\
& \quad + 4\xi_{QP}[H_2O] + Y_3 \left(\frac{1}{\xi_{CP}} - 1 \right) [CO] + Z(1 - \xi_{QP})[C_3H_8]
\end{aligned} \tag{10.22}$$

Em reações de combustão é definido α como:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} = \frac{X \cdot M_{ar}}{Z \cdot M_{comb}} \tag{10.23}$$

Como a entrada é a vazão mássica, é necessário o cálculo da vazão molar.

$$X = \frac{\dot{m}_{ar}}{M_{ar}} \quad Z = \frac{\dot{m}_{comb}}{M_{comb}} \tag{10.24}$$

Em turbinas a gás essa fração é bem alta. A esse ponto já está definido os intervalos de temperatura para integração do calor específico. Para definir a fração molar após a combustão, é necessário saber a quantidade de cada componente na mistura. Para isso é necessário saber a X , Z , ξ_{QP} e ξ_{CP} .

Para X e Z tem-se os valores indicados na

Tabela de resultados de (3) do projeto da turbina a gás.

Tabela - Vazão Mássica (2)

	mglp(kg/h)	mglp(kg/s)	mar (kg/h)	mar (kg/s)	alfa(ma/mb)	(alfa+1)/alfa
Ensaio: 01	5,00 kg/h	1,39E-3 kg/s	535,20 kg/h	1,49E-1 kg/s	107,04	1,0093
Ensaio: 02	2,00 kg/h	5,56E-4 kg/s	324,50 kg/h	9,01E-2 kg/s	162,25	1,0062
Ensaio: 03	3,00 kg/h	8,33E-4 kg/s	421,60 kg/h	1,17E-1 kg/s	140,53	1,0071
Ensaio: 04	4,00 kg/h	1,11E-3 kg/s	628,50 kg/h	1,75E-1 kg/s	157,13	1,0064
Ensaio: 05	3,00 kg/h	8,33E-4 kg/s	402,40 kg/h	1,12E-1 kg/s	134,13	1,0075
Ensaio: 06	1,80 kg/h	5,00E-4 kg/s	281,10 kg/h	7,81E-2 kg/s	156,17	1,0064
Ensaio: 07	4,00 kg/h	1,11E-3 kg/s	538,20 kg/h	1,50E-1 kg/s	134,55	1,0074
Ensaio: 08	6,00 kg/h	1,67E-3 kg/s	538,20 kg/h	1,50E-1 kg/s	89,70	1,0111
Ensaio: 09	7,50 kg/h	2,08E-3 kg/s	628,50 kg/h	1,75E-1 kg/s	83,80	1,0119
Ensaio: 10	4,00 kg/h	1,11E-3 kg/s	353,70 kg/h	9,83E-2 kg/s	88,43	1,0113
Ensaio: 11	7,10 kg/h	1,97E-3 kg/s	567,90 kg/h	1,58E-1 kg/s	79,99	1,0125
Ensaio: 12	7,00 kg/h	1,94E-3 kg/s	607,20 kg/h	1,69E-1 kg/s	86,74	1,0115

Definindo as Propriedades da Mistura
Propriedades dos gases (turbina)

Ensaio: 13	5,50 kg/h	1,53E-3 kg/s	573,70 kg/h	1,59E-1 kg/s	104,31	1,0096
Ensaio: 14	2,00 kg/h	5,56E-4 kg/s	362,80 kg/h	1,01E-1 kg/s	181,40	1,0055
Ensaio: 15	1,75 kg/h	4,86E-4 kg/s	334,50 kg/h	9,29E-2 kg/s	191,14	1,0052
Ensaio: 16	1,75 kg/h	4,86E-4 kg/s	198,70 kg/h	5,52E-2 kg/s	113,54	1,0088
Ensaio: 20	6,00 kg/h	1,67E-3 kg/s	585,10 kg/h	1,63E-1 kg/s	97,52	1,0103
Ensaio: 21	3,50 kg/h	9,72E-4 kg/s	716,60 kg/h	1,99E-1 kg/s	204,74	1,0049
Ensaio: 22	3,00 kg/h	8,33E-4 kg/s	493,50 kg/h	1,37E-1 kg/s	164,50	1,0061
Médio:	4,09 kg/h	1,14E-3 kg/s	479,00 kg/h	1,33E-1 kg/s	117,10	1,0085
Maior:	7,50 kg/h	2,08E-3 kg/s	716,6 kg/h	1,99 E-1 kg/s	95,55	1,0105
Menor:	1,80 kg/h	5,00E-4 kg/s	324,5 kg/h	0,90 E-1 kg/s	180,28	1,0055

Tabela - Vazão utilizada (2)

	Ar	Propano
$\dot{m}$	1,329E-1 kg/s	1,14E-3 kg/s
X; Z	1,313E-01 kmol/s	2,574E-05 kmol/s

A Tabela mostra a vazão mássica utilizada nesse cálculo. Será indicado $\zeta_{QP} = 100\%$, o que significa dizer que não haverá GLP nos gases de combustão e $\xi_{CP} = 100\%$, significando que não haverá monóxido de carbono nos gases de combustão. Na

Tabela é possível analisar as propriedades para cada um dos gases que atravessam a câmara de combustão e a turbina.

Tabela - Propriedades dos compostos utilizados na turbina (2)

	Comp 1	Comp 2	Comp 3	Comp 4	Comp 5	Comp 6	Comp 7	Eq.
Gás	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂	CO	H ₂ O	C ₃ H ₈	
Fração Molar	78,08%	20,95%	0,93%	0,04%				
Kmol/s	1025,4	273,1	1,22	0,13	0	0,001	0	(2.15) - (2.20)
(X 1000)								
Fração molar	78,1%	20,8%	0,9%	0,1%	0,0%	0,1%	0,0%	$n_{pi} = n_i/n_t$
M (kg/kmol)	28,01	32,00	39,95	44,01	28,01	18,02	44,10	Tabela
Cp (J/mol K)	32,278	34,448	20,786	52,798	32,738	40,605	168,366	(B.22)
Cp (J/g K)	1,15	1,08	0,52	1,20	1,17	2,25	3,82	(C.1)

A

Definindo as Propriedades da Mistura
Propriedades dos gases (turbina)

Tabela e a Tabela descreve as propriedades calculadas para composto e para a mistura, respectivamente, bem como a equação que foi utilizada.

Tabela - Propriedades da mistura de gases na turbina (2)

	Mistura		Eq.
Cpmist	1,12735	(J/g K)	(B.16)
Mmist	28,9610	(g/mol)	(B.10)
Rmist	0,28711	(J/g K)	(C.2)
Cvmist	0,84024	(J/g K)	(A.16)
k	1,341699		(A.16)

11. Turbina a Gás - Ciclo Ideal

O termo turbina a gás é comumente utilizado em referência a um conjunto com três equipamentos: compressor, câmara de combustão e turbina. Essa configuração forma um ciclo termodinâmico aberto, cujo modelo ideal denomina-se Ciclo Brayton e foi concebido por George Brayton em 1870. Esse ciclo foi abandonado na sua forma isolada. É atualmente utilizado com uma turbina a vapor, constituindo o conhecido ciclo combinado.

Nesse modelo ideal ou em qualquer outro modelo termodinâmico de turbina a gás o ar é admitido à pressão atmosférica (considerada a pressão na cidade de São Paulo) e a temperatura ambiente (usualmente considerada 25 °C). A análise completa do ciclo ideal, que será feita, é baseada em (4).

1. Ciclo Base

Será feita a análise mais simples possível do ciclo de turbina a gás para o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta da Turbina Gás - Standard.

Como acontece no ciclo de Carnot, o maior rendimento possível do ciclo é limitado pelo rendimento do Ciclo Ideal, fazendo desse cálculo uma importante ferramenta para analisar se o rendimento real é alto ou baixo.

Os ciclos de turbina a gás ideal têm como referência conceitual o ciclo Brayton (ou Joule) que é composto das seguintes transformações de um gás:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica.
- 4-1: Resfriamento a pressão constante.

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo base ideal fechado.

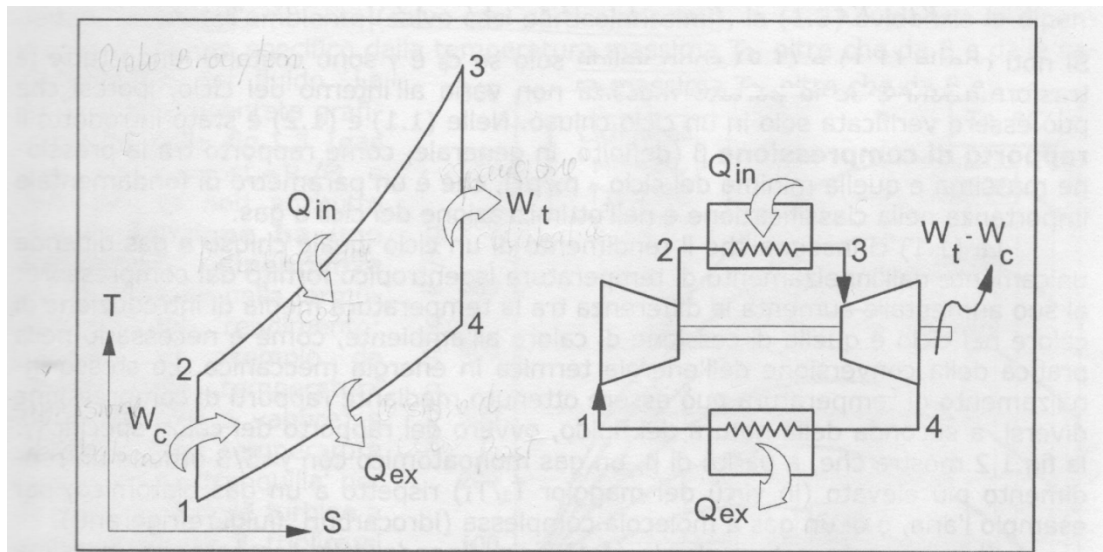


Figura - Diagrama Txs Ciclo Base Ideal (2)

Para esse ciclo ser considerado ideal é necessário que as suas transformações adiabáticas também sejam isentrópicas e que as suas transformações isóbaras sejam coincidentes com as linhas de pressão constante, ou seja, o fluido realmente não sofre perda de pressão dentro dos trocadores de calor (que estabelecem as fontes térmicas nas quais o mesmo troca calor). A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo base ideal equivalente ao ciclo Brayton. O capítulo sobre o Esquema da Planta da Turbina Gás - Standard mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o cálculo são:

- O ciclo é percorrido por gás perfeito, ou seja, respeita a equação $Pv = nRT$ e, portanto, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase ou de composição.
- O gás apresenta um C_p constante, independente inclusive da temperatura.

Tais hipóteses são realizadas apenas por um gás monoatômico, como o He e o Ar, dentro de um ciclo fechado (sem troca de massa como o ambiente), de forma que a separação

física entre o ambiente interno e externo é assegurada pelo trocador de calor. São feitas as seguintes hipóteses adicionais:

- Ausência de perdas.
- Não será considerada a adição da massa do gás combustível.
- Ciclo (considerado) fechado.

2. Rendimento – Ciclo Base

O rendimento ideal para o ciclo base é apresentado na Figura é dado por:

$$\eta_{id} = \frac{\text{Energia Líq. Retirada}}{\text{Energia Adicionada}} = \frac{W_{id}}{Q_{in}} = \frac{W_{out} - W_{in}}{Q_{in}} \quad (11.1)$$

$$\eta_{id} = \frac{W_{t,iso} - W_{c,iso}}{Q_{in}} \quad (11.2)$$

$$\eta_{id} = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (11.3)$$

Para um Ciclo Ideal a taxa de compressão β é definida como:

$$\beta = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad (11.4)$$

Utilizando as relações politrópicas e isentrópicas conforme descritas no Anexo A, pode-se fazer o seguinte equacionamento:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_4 \beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.5)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.6)$$

Fazendo a diferença entre as equações acima se obtém:

$$T_3 - T_2 = (T_4 - T_1)\beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.7)$$

Unindo a equação (12.3) e (12.7) se obtém o rendimento ideal para o ciclo ideal (Brayton) fechado.

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (11.8)$$

3. Resultados

Resultados deixados para o relatório final.

2. Ciclo LETE-USP

Será feita a análise mais simples possível do ciclo de turbina a gás para o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta da Turbina a Gás – LETE- USP.

Como acontece no ciclo de Carnot, o maior rendimento possível do ciclo é limitado pelo rendimento do Ciclo Ideal, fazendo desse cálculo uma importante ferramenta para analisar se o rendimento real é alto ou baixo.

Os ciclos de turbina a gás ideal têm como referência conceitual o ciclo Brayton (ou Joule) que é composto das seguintes transformações de um gás:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 1.
- 4-5: Passagem na transição adiabática.
- 5-6: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 2.
- 6-1: Resfriamento a pressão constante.

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo ideal fechado montado no LETE-USP.

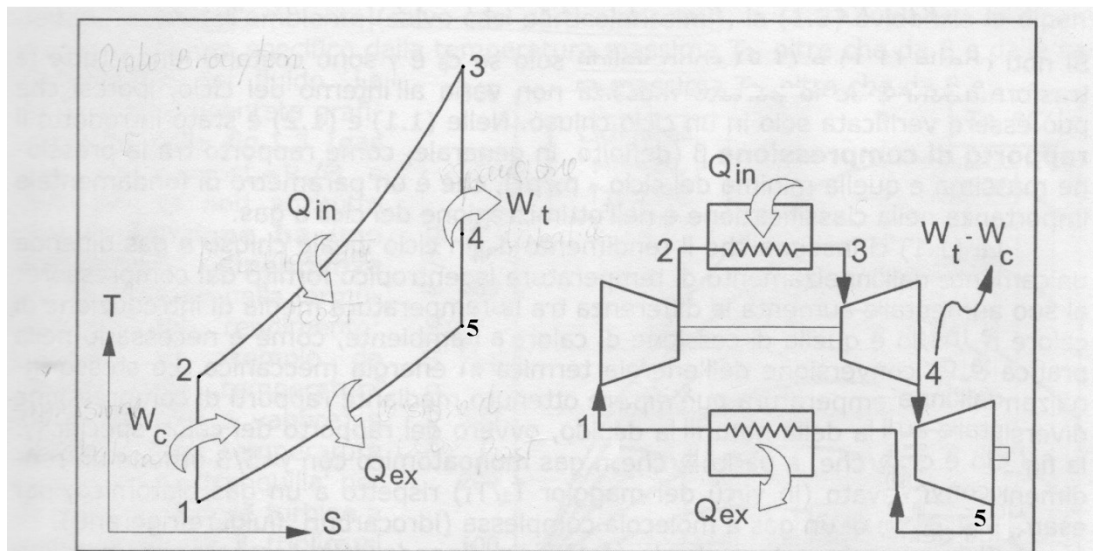


Figura - Diagrama Txs Ciclo Lete-USP Ideal (2)

Para esse ciclo ser considerado ideal é necessário que as suas transformações adiabáticas também sejam isentrópicas e que as suas transformações isóbaras sejam coincidentes com as linhas de pressão constante, ou seja, o fluido realmente não sofre perda de pressão dentro dos trocadores de calor (que estabelecem as fontes térmicas nas quais o mesmo troca calor). A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo ideal do LETE-USP. O capítulo sobre o Esquema da Planta da Turbina a Gás – LETE- USP mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o cálculo são:

- O ciclo é percorrido por gás é perfeito, ou seja, respeita a equação $Pv = nRT$ e, portanto, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase ou de composição.
- O gás apresenta um C_p constante, independente inclusive da temperatura.

Tais hipóteses são realizadas apenas por um gás monoatômico, como o He e o Ar, dentro de um ciclo fechado (sem troca de massa como o ambiente), de forma que a separação física entre o ambiente interno e externo é assegurada pelo trocador de calor. São feitas as seguintes hipóteses adicionais:

- Ausência de perdas;
- Será feito uma análise com e sem adição do gás combustível na câmara de combustão.
- Ciclo (considerado) fechado.

Podem ser feitas duas abordagens desse sistema. A primeira considerando a adição de massa de combustível na câmara de combustão e a segunda desprezando esse efeito.

2. Rendimento considerando a massa do combustível

Sendo $\alpha = \dot{m}_a/\dot{m}_b$, o rendimento ideal para o ciclo do LETE-USP é apresentado na Figura é dado por:

$$\eta_{id} = \frac{\text{Energia Líq. Retirada}}{\text{Energia Adicionada}} = \frac{W_{id}}{Q_{in}} = \frac{W_{out} - W_{in}}{Q_{in}} \quad (11.9)$$

$$\eta_{id} = \frac{W_{t,iso} - W_{c,iso}}{Q_{in}} \quad (11.10)$$

$$\eta_{id} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_p(T_3 - T_4) + (\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_p(T_5 - T_6) - \dot{m}_a c_p(T_2 - T_1)}{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_p(T_3 - T_2)} \quad (11.11)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a}c_p(T_3 - T_4) + \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a}c_p(T_5 - T_6) - c_p(T_2 - T_1)}{\left(\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a}\right)c_p(T_3 - T_2)} \quad (11.12)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha}c_p(T_3 - T_4) + \frac{1+\alpha}{\alpha}c_p(T_5 - T_6) - c_p(T_2 - T_1)}{\frac{1+\alpha}{\alpha}c_p(T_3 - T_2)} \quad (11.13)$$

Sendo o Para o Ciclo Ideal Base a taxa de compressão β é definida como:

$$\beta = \beta_t = \frac{P_3}{P_4} \frac{P_4}{P_5} \frac{P_5}{P_6} = \beta_{t1} \eta_{\pi T} \beta_{t2} = \frac{P_3}{P_6} = \beta_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (11.14)$$

Utilizando as relações politrópicas e isentrópicas conforme descritas no Anexo A se faz o seguinte equacionamento:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_4 \beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.15)$$

$$\frac{T_5}{T_6} = \left(\frac{P_5}{P_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_5 = T_6 \beta_{t2}^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.16)$$

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_4 = T_5 \eta_{\pi T}^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.17)$$

$$\frac{T_3}{T_6} = \left(\frac{P_3}{P_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_6 \beta_{t2}^{\frac{k-1}{k}} \eta_{\pi T}^{\frac{k-1}{k}} \beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}} = \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.18)$$

$$\frac{T_3}{T_5} = \left(\frac{P_3}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_5 (\beta_{t1} \eta_{\pi T})^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.19)$$

$$\frac{T_4}{T_6} = \left(\frac{P_4}{P_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_4 = T_6 (\eta_{\pi T} \beta_{t2})^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.20)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = T_1 \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.21)$$

A eq.(10.13) será fragmentada em 3 partes, que serão resolvidas separadamente.

$$(T_3 - T_6) = T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{k-1}{k}}}\right) \quad (11.22)$$

$$(T_2 - T_1) = T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (11.23)$$

$$(T_3 - T_2) = \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}}\right) \quad (11.24)$$

Juntando as 3 equações acima na eq.(10.13)

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{k-1}{k}}}\right) - T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\frac{1+\alpha}{\alpha} \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (11.25)$$

3. Rendimento desprezando a massa do combustível

Como $\frac{(1+\alpha)}{\alpha} \cong 1$ em turbinas a gás, essa aproximação pode ser utilizada. Fazendo essa aproximação na equação anterior se tem uma dedução que matematicamente, devido ao seu pequeno efeito, não leva em conta a adição de combustível no equacionamento. Nesse caso, a eq.(10.24) fica idêntica a eq.(10.3), bem como a sua solução.

$$\eta_{id} = \frac{(T_3 - T_5) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (11.26)$$

Para um Ciclo Ideal a taxa de compressão β é definida como:

$$\beta = \frac{P_3}{P_5} = \frac{P_2}{P_1} \quad (11.27)$$

Utilizando as relações politrópicas e isentrópicas conforme descritas no Anexo A, pode-se fazer o seguinte equacionamento:

$$\frac{T_3}{T_5} = \left(\frac{P_3}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_5 \beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.28)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.29)$$

Fazendo a diferença entre as equações acima se obtém:

$$T_3 - T_2 = (T_4 - T_1) \beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.30)$$

Unindo a equação (1.23) e (1.27) se obtém o rendimento ideal para o ciclo ideal (Brayton) fechado.

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (11.31)$$

3. Ciclo Ideal – Ciclo com Recuperação de vapor

Será feita a análise mais simples possível do ciclo de turbina a gás para o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta de Turbina a Gás – Com Recuperação de Calor.

Como acontece no ciclo de Carnot, o maior rendimento possível do ciclo é limitado pelo rendimento do Ciclo Ideal, fazendo desse cálculo uma importante ferramenta para analisar se o rendimento real é alto ou baixo.

Os ciclos de turbina a gás ideal têm como referência conceitual o ciclo Brayton (ou Joule) que é composto das seguintes transformações de um gás:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 1.
- 4-5: Passagem na transição adiabática.
- 5-6: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 2.
- 6-7: Troca de calor com a caldeira de recuperação adiabática.
- 7-1: Resfriamento a pressão constante.

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo ideal fechado montado com recuperação de calor para geração de vapor.

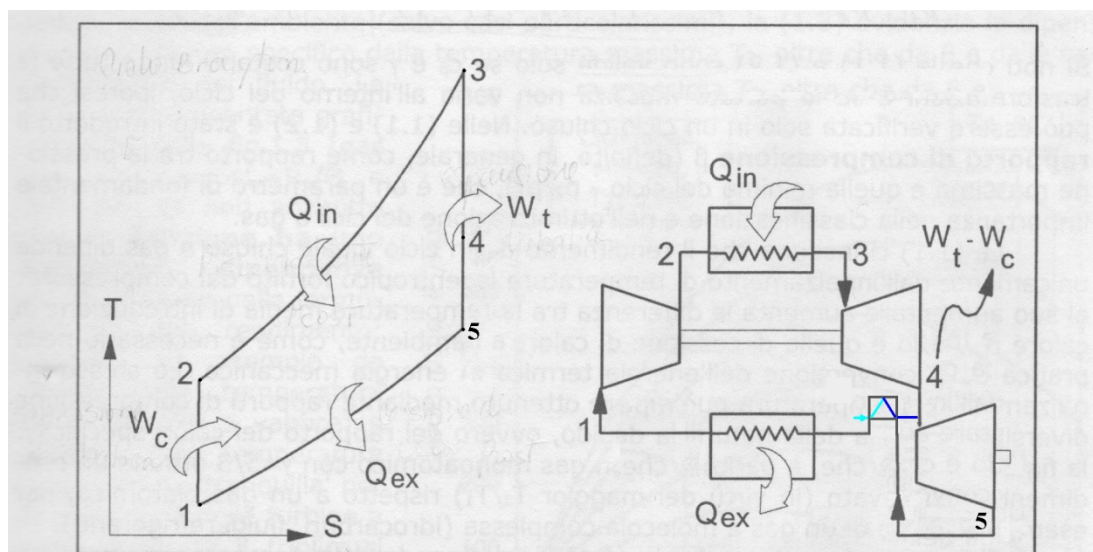


Figura - Diagrama Txs Ciclo com Recuperação de Calor Ideal (2)

Para esse ciclo ser considerado ideal é necessário que as suas transformações adiabáticas também sejam isentrópicas e que as suas transformações isóbaras sejam coincidentes com as linhas de pressão constante, ou seja, o fluido realmente não sofre perda de pressão dentro dos trocadores de calor (que estabelecem as fontes térmicas nas quais o mesmo troca calor). A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo ideal com recuperação de calor. O capítulo sobre o Esquema da Planta de Turbina a Gás – Com Recuperação de Calor mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o cálculo são:

- O ciclo é percorrido por gás é perfeito, ou seja, respeita a equação $Pv = nRT$ e, portanto, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase ou de composição.
- O gás apresenta um C_p constante, independente inclusive da temperatura.

Tais hipóteses são realizadas apenas por um gás monoatômico, como o He e o Ar, dentro de um ciclo fechado (sem troca de massa como o ambiente), de forma que a separação

física entre o ambiente interno e externo é assegurada pelo trocador de calor. São feitas as seguintes hipóteses adicionais:

- Ausência de perdas.
- Será considerada a adição da massa do gás combustível.
- Troca de calor entre os gases de escape e água para geração de vapor.
- Adição de vapor nos gases que atravessam a segunda turbina.
- Ciclo (considerado) fechado.

2. Rendimento

Sendo $\alpha = \dot{m}_a/\dot{m}_b$, $\gamma = \dot{m}_v/\dot{m}_b$, c_{pg} o calor específico mássico para o gás, c_{pv} o calor específico mássico para o vapor, o rendimento ideal para o ciclo apresentado na Figura é dado por:

$$\eta_{id} = \frac{\text{Energia Líq. Retirada}}{\text{Energia Adicionada}} = \frac{W_{id}}{Q_{in}} = \frac{W_{outg} + W_{outv} - W_{in}}{Q_{in}} \quad (11.32)$$

$$\eta_{id} = \frac{W_{t,iso} - W_{c,iso}}{Q_{in}} \quad (11.33)$$

$$\eta_{id} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_{pg}(T_3 - T_4) + [(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_{pg} + \dot{m}_v c_{pv}](T_5 - T_6) - \dot{m}_a c_{pg}(T_2 - T_1)}{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_{pg}(T_3 - T_2)} \quad (11.34)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_{pg}(T_3 - T_4) + \left[\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_{pg} + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} c_{pv} \right] (T_5 - T_6) - c_{pg}(T_2 - T_1)}{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_{pg}(T_3 - T_2)} \quad (11.35)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha} c_{pg}(T_3 - T_4) + \left[\frac{1+\alpha}{\alpha} c_{pg} + \frac{\gamma}{\alpha} c_{pv} \right] (T_5 - T_6) - c_{pg}(T_2 - T_1)}{\frac{1+\alpha}{\alpha} c_{pg}(T_3 - T_2)} \quad (11.36)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha} (T_3 - T_4) + \left[\frac{1+\alpha}{\alpha} + \frac{\gamma c_{pv}}{\alpha c_{pg}} \right] (T_5 - T_6) - (T_2 - T_1)}{\frac{1+\alpha}{\alpha} (T_3 - T_2)} \quad (11.37)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha} (T_3 - T_4) + \left[\frac{\alpha + \gamma + 1}{\alpha} \frac{c_{p(g+v)}}{c_{pg}} \right] (T_5 - T_6) - (T_2 - T_1)}{\frac{1+\alpha}{\alpha} (T_3 - T_2)} \quad (11.38)$$

Utilizando as relações politrópicas e isentrópicas conforme descritas no Anexo A se faz o seguinte equacionamento:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_4 \beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.39)$$

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_4 = T_5 \quad (11.40)$$

$$\frac{T_5}{T_6} = \left(\frac{P_5}{P_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_5 = T_6 \beta_{t2}^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.41)$$

$$\frac{T_3}{T_6} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{P_5}{P_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_6 \beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}} \beta_{t2}^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.42)$$

$$\frac{T_3}{T_5} = \left(\frac{P_3}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_5 (\beta_{t1})^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.43)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = T_1 \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \quad (11.44)$$

A eq.(10.38) será fragmentada em 4 partes, que serão resolvidas separadamente.

$$(T_3 - T_4) = T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}}}\right) \quad (11.45)$$

$$(T_5 - T_6) = \frac{T_3}{\beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}} \eta_{\pi T}} \left(1 - \frac{1}{\beta_{t2}^{\frac{k-1}{k}}}\right) \quad (11.46)$$

$$(T_2 - T_1) = T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (11.47)$$

$$(T_3 - T_2) = \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}}\right) \quad (11.48)$$

Juntando as 3 equações acima na eq.(10.33).

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}}}\right) + \left[\frac{\alpha+\gamma+1}{\alpha} \frac{Cp(g+v)}{cpg}\right] \frac{T_3}{\beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}} \eta_{\pi T}} \left(1 - \frac{1}{\beta_{t2}^{\frac{k-1}{k}}}\right) - T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\frac{1+\alpha}{\alpha} \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (11.49)$$

3. Resultados

Resultados deixados para o relatório final.

12. Turbina a Gás - Ciclo Limite

A análise termodinâmica utilizando o ciclo limite possibilita fazer uma análise um pouco mais detalhada, sem aumentar muito a quantidade de cálculos realizados. Dessa forma é uma segunda abordagem interessante para ser feita. A análise completa do ciclo limite, que será feita, é baseada em (4).

1. Ciclo Base

Essa é a segunda abordagem mais simples na análise de um ciclo de turbina a gás, sendo assim esse modelo permite uma abordagem intermediária entre o Ciclo Ideal e o Ciclo Real. Será utilizado o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta da Turbina Gás - Standard.

Os ciclos de turbina a gás limite são muito parecidos com os ciclos ideais, tendo como diferença básica o fato de no ciclo limite as constantes termodinâmicas (C_p e k) para o ar e os gases de combustão serem diferentes e de o ciclo agora ser aberto.

O ciclo limite base aberto é composto das seguintes transformações termodinâmicas:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo base limite aberto.

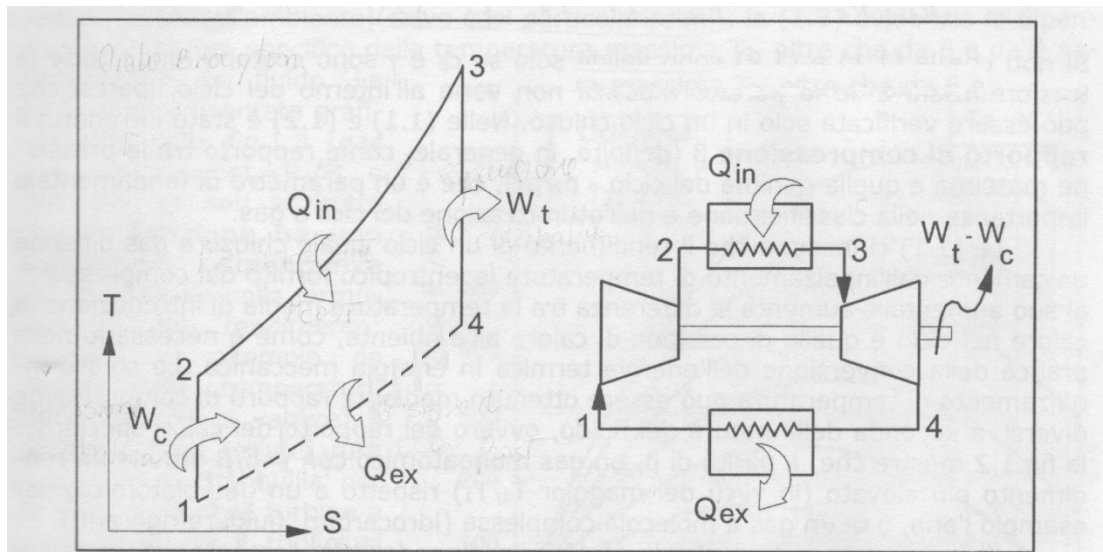


Figura - Diagrama Txs Ciclo Base Limite (2)

Para esse ciclo ser considerado limite é necessário que as suas transformações adiabáticas também sejam isentrópicas e que as suas transformações isóbaras sejam coincidentes com as linhas de pressão constante, ou seja, o fluido realmente não sofre perda de pressão dentro dos trocadores de calor (que estabelecem as fontes térmicas nas quais o mesmo troca calor). A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo base limite equivalente ao ciclo Brayton. O capítulo sobre o Esquema da Planta da Turbina Gás - Standard mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o seguinte cálculo são:

- O ciclo é percorrido por um gás real, entretanto, devido a temperatura elevada, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase.
- O gás participa de transformação de composição, alterando M , k , C_p e C_v da mistura.
- O gás que atravessa o compressor apresenta um c_p constante que é composto pelo ar ambiente.

- O gás que atravessa a câmara de combustão e a turbina apresenta um c'_p constante que é composto do produto resultado da combustão de propano com o ar ambiente.
- Ausência de perdas.
- Não será considerada a adição da massa do gás combustível.
- Ciclo aberto.

2. Rendimento – Ciclo Base

Observando a Figura é possível fazer o seguinte equacionamento

$$\eta_{limite} = \frac{C'_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C'_p(T_3 - T_2)} \quad (12.1)$$

Será analisada cada parte da eq.(11.1) separadamente.

$$C'_p(T_3 - T_4) = C'_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k'-1}{k}}} \right) \quad (12.2)$$

$$C_p(T_2 - T_1) = C_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (12.3)$$

$$C'_p(T_3 - T_2) = C'_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) = C'_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k'-1}{k}} \right) \quad (12.4)$$

Resultando:

$$\eta_{limite} = \frac{C'_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k'-1}{k}}} \right) - C_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{C'_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k'-1}{k}} \right)} \quad (12.5)$$

3. Resultados

Resultados deixados para o relatório final.

2. Ciclo LETE-USP

Essa é a segunda abordagem mais simples na análise de um ciclo de turbina a gás, sendo assim esse modelo permite uma abordagem intermediária entre o Ciclo Ideal e o Ciclo Real. Será utilizado o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta da Turbina a Gás – LETE- USP.

Os ciclos de turbina a gás limite são muito parecidos com os ciclos ideais, tendo como diferença básica o fato de no ciclo limite as constantes termodinâmicas (C_p e k) para o ar e os gases de combustão serem diferentes e de o ciclo agora ser aberto.

O ciclo limite aberto LETE-USP é composto das seguintes transformações termodinâmicas:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 1.
- 4-5: Passagem na transição adiabática.
- 5-6: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 2.

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo limite aberto montado no LETE-USP.

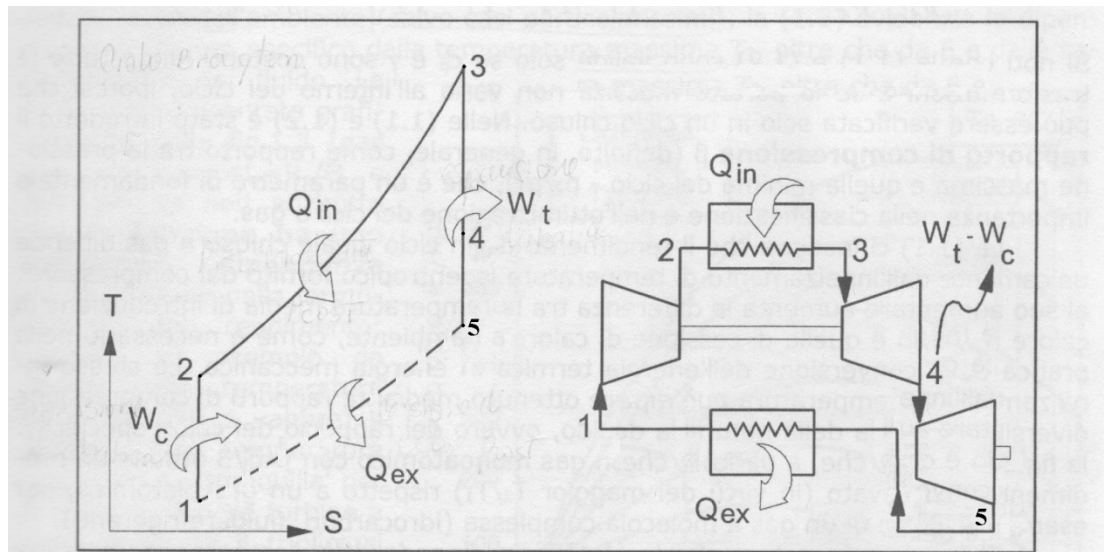


Figura - Diagrama Txs Ciclo Lete-USP Limite (2)

Para esse ciclo ser considerado limite é necessário que as suas transformações adiabáticas também sejam isentrópicas e que as suas transformações isóbaras sejam coincidentes com as linhas de pressão constante, ou seja, o fluido realmente não sofre perda de pressão dentro dos trocadores de calor (que estabelecem as fontes térmicas nas quais o mesmo troca calor). A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo limite do LETE-USP. O capítulo sobre o Esquema da Planta da Turbina a Gás – LETE- USP mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o seguinte cálculo são:

- O ciclo é percorrido por um gás real, entretanto, devido a temperatura elevada, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase.
- O gás participa de transformação de composição, alterando M , k , C_p e C_v da mistura.
- O gás que atravessa o compressor apresenta um c_p constante que é composto pelo ar ambiente.

- O gás que atravessa a câmara de combustão e a turbina apresenta um c_p' constante que é composto do produto resultado da combustão de propano com o ar ambiente.
- Ausência de perdas.
- Será feito uma análise com e sem adição do gás combustível na câmara de combustão.
- Ciclo aberto.

2. Rendimento considerando a massa do combustível

Observando a Figura é possível fazer o seguinte equacionamento

$$\eta_{limite} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_p'(T_3 - T_4) + (\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_p'(T_4 - T_5) - \dot{m}_a c_p(T_2 - T_1)}{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_p'(T_3 - T_2)} \quad (12.6)$$

$$\eta_{limite} = \frac{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_p'(T_3 - T_4) + \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_p'(T_4 - T_5) - c_p(T_2 - T_1)}{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_p'(T_3 - T_2)} \quad (12.7)$$

Sendo $\alpha = \dot{m}_b / \dot{m}_a$

$$\eta_{limite} = \frac{\frac{(1+\alpha)}{\alpha} c_p'(T_3 - T_4) + \frac{(1+\alpha)}{\alpha} c_p'(T_4 - T_5) - c_p(T_2 - T_1)}{\frac{(1+\alpha)}{\alpha} c_p'(T_3 - T_2)} \quad (12.8)$$

Será analisada cada parte da eq.(12.8) separadamente.

$$c_p'(T_3 - T_4) = c_p' T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t1}^{\frac{k'-1}{k'}}} \right) \quad (12.9)$$

$$c_p'(T_4 - T_5) = c_p' T_3 \frac{T_4}{T_3} \left(1 - \frac{T_5}{T_4} \right) = c_p' \beta_{t1}^{\frac{k'-1}{k'}} \left(1 - \frac{1}{\beta_{t2}^{\frac{k'-1}{k'}}} \right) \quad (12.10)$$

$$c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (12.11)$$

$$c_p'(T_3 - T_2) = c_p' T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) = c_p' T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (12.12)$$

Resultando:

$$\eta_{limite} = \frac{\frac{(1+\alpha)}{\alpha} \left(c_p' T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}}} \right) + c_p' \beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}} \left(1 - \frac{1}{\beta_{t2}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right) - c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\frac{(1+\alpha)}{\alpha} c_p' T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (12.13)$$

3. Rendimento desprezando a massa do combustível

Como $\frac{(1+\alpha)}{\alpha} \cong 1$ em turbinas a gás, essa aproximação pode ser utilizada. Fazendo essa aproximação na equação anterior se tem uma dedução que matematicamente, devido ao seu pequeno efeito, não leva em conta a adição de combustível no equacionamento. O que muda em relação ao ciclo ideal é que ocorre uma variação do calor específico.

$$\eta_{limite} = \frac{c_p' T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}}} \right) + c_p' \beta_{t1}^{\frac{k-1}{k}} \left(1 - \frac{1}{\beta_{t2}^{\frac{k-1}{k}}} \right) - c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_p' T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (12.14)$$

Simplificando com $\beta = \beta_{t1} \eta_{\pi T} \beta_{t2} = \beta_c$.

$$\eta_{limite} = \frac{c_p' T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{k-1}{k}}} \right) - c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_p' T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (12.15)$$

3. Ciclo com Recuperação de vapor

Essa é a segunda abordagem mais simples na análise de um ciclo de turbina a gás, sendo assim esse modelo permite uma abordagem intermediária entre o Ciclo Ideal e o Ciclo Real. Será utilizado o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta de Turbina a Gás – Com Recuperação de Calor.

Os ciclos de turbina a gás limite são muito parecidos com os ciclos ideais, tendo como diferença básica o fato de no ciclo limite as constantes termodinâmicas (C_p e k) para o ar e os gases de combustão serem diferentes e de o ciclo agora ser aberto.

O ciclo limite aberto com recuperação de calor é composto das seguintes transformações termodinâmicas:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 1.
- 4-5: Passagem na transição adiabática.
- 5-6: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 2.
- 6-7: Troca de calor com a caldeira de recuperação adiabática.

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo limite aberto montado com recuperação de calor para geração de vapor.

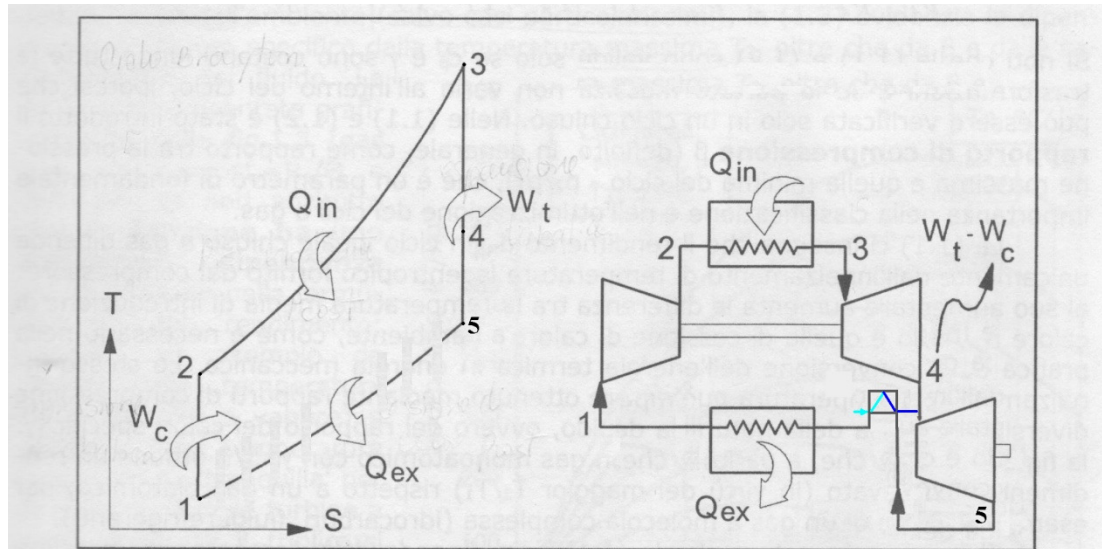


Figura - Diagrama Txs Ciclo com Recuperação de Calor Limite (2)

Para esse ciclo ser considerado limite é necessário que as suas transformações adiabáticas também sejam isentrópicas e que as suas transformações isóbaras sejam coincidentes com as linhas de pressão constante, ou seja, o fluido realmente não sofre perda de pressão dentro dos trocadores de calor (que estabelecem as fontes térmicas nas quais o mesmo troca calor). A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo limite com recuperação de calor. O capítulo sobre o Esquema da Planta de Turbina a Gás – Com Recuperação de Calor mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o seguinte cálculo são:

- O ciclo é percorrido por um gás real, entretanto, devido a temperatura elevada, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase.

- O gás participa de transformação de composição, alterando M , k , C_p e C_v da mistura.
- O gás que atravessa o compressor apresenta um c_p constante que é composto pelo ar ambiente.
- O gás que atravessa a câmara de combustão e a turbina apresenta um c_p' constante que é composto do produto resultado da combustão de propano com o ar ambiente.
- Ausência de perdas.
- Será considerada a adição da massa do gás combustível.
- Ciclo aberto.

2. Rendimento

Sendo $\alpha = \dot{m}_a/\dot{m}_b$, $\gamma = \dot{m}_v/\dot{m}_b$, c_{pg} o calor específico mássico para o gás, c_{pv} o calor específico mássico para o vapor e $c_{p(g+v)}$ o calor específico combinado de gás e vapor, o rendimento limite para o ciclo apresentado na Figura é dado por:

$$\eta_{id} = \frac{\text{Energia Líq. Retirada}}{\text{Energia Adicionada}} = \frac{W_{id}}{Q_{in}} = \frac{W_{outg} + W_{outv} - W_{in}}{Q_{in}} \quad (12.16)$$

$$\eta_{id} = \frac{W_{t,iso} - W_{c,iso}}{Q_{in}} \quad (12.17)$$

$$\eta_{id} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_{pg}(T_3 - T_4) + [(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_{pg} + \dot{m}_v c_{pv}](T_5 - T_6) - \dot{m}_a c_{pg}(T_2 - T_1)}{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)c_{pg}(T_3 - T_2)} \quad (12.18)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_{pg}(T_3 - T_4) + \left[\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_{pg} + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} c_{pv} \right] (T_5 - T_6) - c_{pg}(T_2 - T_1)}{\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} c_{pg}(T_3 - T_2)} \quad (12.19)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha} c_{pg}(T_3 - T_4) + \left[\frac{1+\alpha}{\alpha} c_{pg} + \frac{\gamma}{\alpha} c_{pv} \right] (T_5 - T_6) - c_{pg}(T_2 - T_1)}{\frac{1+\alpha}{\alpha} c_{pg}(T_3 - T_2)} \quad (12.20)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha c_{pg}}{\alpha} (T_3 - T_4) + \left[\frac{1+\alpha}{\alpha} + \frac{\gamma c_{pv}}{\alpha c_{pg}} \right] (T_5 - T_6) - (T_2 - T_1)}{\frac{1+\alpha c_{pg}}{\alpha} (T_3 - T_2)} \quad (12.21)$$

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha c_{pg}}{\alpha} (T_3 - T_4) + \left[\frac{\alpha + \gamma + 1}{\alpha} \frac{c_{p(g+v)}}{c_{pg}} \right] (T_5 - T_6) - (T_2 - T_1)}{\frac{1+\alpha c_{pg}}{\alpha} (T_3 - T_2)} \quad (12.22)$$

Aos gases de admissão e que atravessam o compressor e estão relacionado os parâmetros k , C_{pg} , C_{vg} , M_g e $\bar{R}_g$. Aos gases que atravessam a câmara de combustão e a turbina 1 estão relacionado os parâmetros k' , C'_{pg} , C'_{vg} , M'_g e $\bar{R}'_g$. Aos gases que atravessam

a câmara de mistura/transição e a turbina 1 estão relacionado os parâmetros k'' , $C_{p(g+v)}$, $C_{v(g+v)}$, $M_{(g+v)}$ e $\bar{R}_{(g+v)}$.

Utilizando as relações politrópicas e isentrópicas conforme descritas no Anexo A se faz o seguinte equacionamento:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_4 \beta_{t1}^{\frac{k'-1}{k}} \quad (12.23)$$

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_4 = T_5 \eta_{\pi T}^{\frac{k''-1}{k}} \quad (12.24)$$

$$\frac{T_5}{T_6} = \left(\frac{P_5}{P_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_5 = T_6 \beta_{t2}^{\frac{k'-1}{k}} \quad (12.25)$$

$$\frac{T_3}{T_6} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k'-1}{k}} \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{k'-1}{k}} \left(\frac{P_5}{P_6}\right)^{\frac{k'-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_6}\right)^{\frac{k'-1}{k}} \quad T_3 = T_6 \beta_{t1}^{\frac{k'-1}{k}} \eta_{\pi T}^{\frac{k'-1}{k}} \beta_{t2}^{\frac{k'-1}{k}} \quad (12.26)$$

$$\frac{T_3}{T_5} = \left(\frac{P_3}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_5 (\beta_{t1} \eta_{\pi T})^{\frac{k'-1}{k}} \quad (12.27)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = T_1 \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \quad (12.28)$$

A eq.(11.22) será fragmentada em 4 partes, que serão resolvidas separadamente.

$$(T_3 - T_4) = T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t1}^{\frac{k}{k-1}}}\right) \quad (12.29)$$

$$(T_5 - T_6) = \frac{T_3}{\beta_{t1}^{\frac{k}{k-1}} \eta_{\pi T}^{\frac{k}{k-1}}} \left(1 - \frac{1}{\beta_{t2}^{\frac{k}{k-1}}}\right) \quad (12.30)$$

$$(T_2 - T_1) = T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (12.31)$$

$$(T_3 - T_2) = \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}}\right) \quad (12.32)$$

Juntando as 3 equações acima na eq.(11.20)

$$\eta_{id} = \frac{\frac{1+\alpha}{\alpha} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t1}^{\frac{k}{k-1}}}\right) + \left[\frac{\alpha+\gamma+1}{\alpha} \frac{C_{p(g+v)}}{c_{pg}}\right] \frac{T_3}{\beta_{t1}^{\frac{k}{k-1}} \eta_{\pi T}^{\frac{k}{k-1}}} \left(1 - \frac{1}{\beta_{t2}^{\frac{k}{k-1}}}\right) - T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\frac{1+\alpha}{\alpha} \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_c^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (12.33)$$

3. Resultados

Resultados deixados para o relatório final.

13. Turbina a Gás: Ciclo Real

A análise utilizando o ciclo real possibilita fazer uma análise bem precisa e detalhada, com a penalidade de aumentar consideravelmente a quantidade de cálculos realizados. Sendo assim é uma segunda abordagem interessante para ser feita, mas que exige a pré-existência de muitos dados, o que só é possível, em geral, com o sistema fisicamente construído. A análise completa do ciclo real, que será feita, é baseada em (4).

1. Ciclo Base

Essa é a abordagem mais completa e complexa possível na análise de um ciclo de turbina a gás. Os resultados tendem a ser bem mais realísticos com o preço pago pela quantidade de parâmetros inseridos. Será utilizado o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta da Turbina Gás - Standard. Nesse ciclo as constantes termodinâmicas (C_p e k) para o ar e os gases de combustão continuam sendo diferentes.

O ciclo base real aberto é composto das seguintes transformações de um gás termodinâmicas:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica.

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo base real aberto.

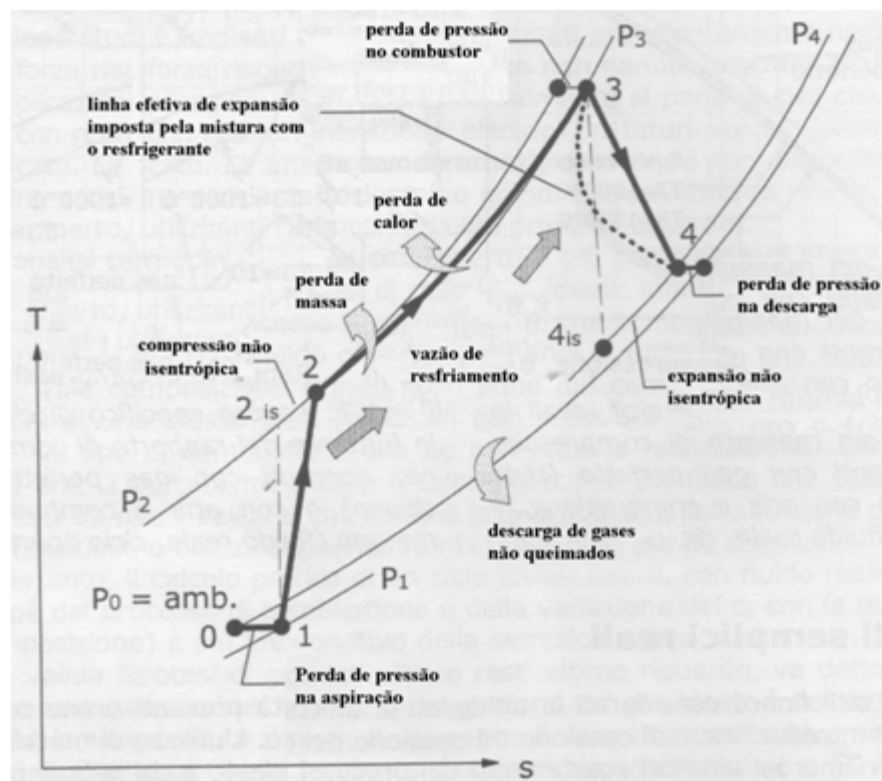


Figura - Diagrama Txs Ciclo Base Real

Como esse ciclo considerado real as suas transformações não são nem adiabáticas e nem isentrópicas. As suas transformações isóbaras (comparando com o ciclo Brayton) comportam uma perda de pressão. A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo base real equivalente ao ciclo Brayton. O capítulo sobre o Esquema da Planta da Turbina Gás - Standard mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o seguinte cálculo são:

- O ciclo é percorrido por um gás real, entretanto, devido a temperatura elevada, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase.
- O gás participa de transformação de composição, alterando M , k , C_p e C_v da mistura.

- O gás que atravessa o compressor apresenta um c_p constante que é composto pelo ar ambiente.
- O gás que atravessa a câmara de combustão e a turbina apresenta um c_p' constante que é composto do produto resultado da combustão de propano com o ar ambiente.
- Ausência de perdas.
- Não será considerada a adição da massa do gás combustível.
- Ciclo aberto.

2. Rendimento – Ciclo Base

As taxas de compressão são:

$$\beta_t = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_3}{P_1} \quad \beta_c = \frac{P_2}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad \eta_{\pi cc} = \frac{P_3}{P_2} \quad \beta_t = \beta_c \cdot \eta_{\pi cc} \quad (13.1)$$

Compressor

Trabalho de Compressão Isentrópico do compressor (1-2is)

$$w_{cis} = C_p \cdot (T_{2is} - T_1) = C_p \cdot T_1 \cdot \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = C_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (13.2)$$

Sabe-se que em uma câmara de combustão convencional a velocidade dos gases que a atravessam é da ordem de 40 a 60 m/s.

Trabalho de Compressão Adiabático

São possíveis duas abordagens equivalentes:

1)

$$w_{cad} = \frac{w_{cis}}{\eta_c} = \frac{C_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_c} \quad (13.3)$$

2)

$$w_{cad} = C_p \cdot (T_2 - T_1) = C_p \cdot T_1 \cdot \left(\beta_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = C_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{1}{\eta_{yc}} \frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (13.4)$$

Trabalho de Compressão Real

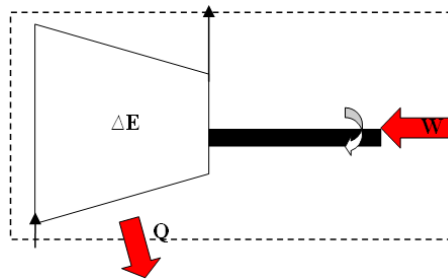


Figura - Esquema compressor.

Aplicando a 2ª Lei da Termodinâmica

$$\Delta \dot{e} = \dot{q} - \dot{w}$$

$$\dot{q} < 0 \quad \Delta \dot{e} > 0 \quad \dot{w} < 0$$

$$|\dot{w}| = |\Delta \dot{e}| + |\dot{q}| = \frac{\Delta \dot{e}}{\eta_{mc}} \quad (13.5)$$

São possíveis duas abordagens equivalentes:

1)

$$w_c = \frac{|\Delta \dot{e}| + |\dot{q}|}{\dot{m}} = \frac{\Delta \dot{e}}{\eta_{mc}} = \frac{C_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{mc}} = \frac{C_p \cdot (T_{2is} - T_1)}{\eta_{mc} \cdot \eta_c} = \frac{C_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{mc} \cdot \eta_c} \quad (13.6)$$

2)

$$w_c = \frac{|\Delta \dot{e}| + |\dot{q}|}{\dot{m}} = \frac{\Delta \dot{e}}{\eta_{mc}} = \frac{C_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{mc}} = \frac{C_p \cdot T_1 \cdot \left(\beta_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{\eta_{mc}} = \frac{C_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{1}{\eta_{yc}} \frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{mc}} \quad (13.7)$$

Turbina

Trabalho de Expansão Isentrópico da turbina (3-4is)

$$w_{tis} = -C_p' \cdot (T_{4is} - T_3) = C_p' \cdot (T_3 - T_{4is}) = C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_{ct}^{\frac{k-1}{k}}}\right) \quad (13.8)$$

Quando $C_p' = C_p$, $k_c = k_t$

Trabalho de Expansão Adiabático

São possíveis duas abordagens equivalentes:

1)

$$w_{tad} = \eta_t \cdot w_{tis} = \eta_t \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}}\right) \quad (13.9)$$

2)

$$w_{tad} = C_p \cdot (T_3 - T_4) = C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{n-1}{n}}}\right) = C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\eta_{yt} \frac{k-1}{k}}}\right) \quad (13.10)$$

Trabalho de Expansão Real

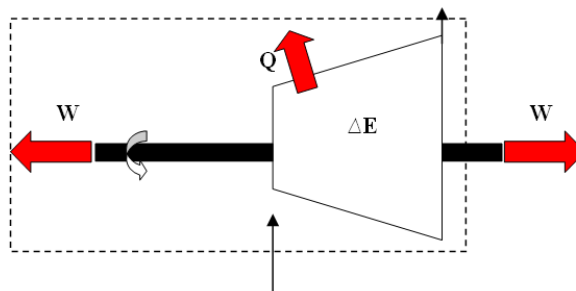


Figura - Esquema turbina.

Aplicando a 2ª Lei da Termodinâmica

$$\Delta \dot{e} = \dot{q} - \dot{w}$$

$$\dot{q} < 0 \quad \Delta \dot{e} < 0 \quad \dot{w} > 0$$

$$|\dot{w}| = |\Delta \dot{e}| - |\dot{q}| = \eta_{mt} \cdot \Delta \dot{e} \quad (13.11)$$

São possíveis duas abordagens equivalentes:

1)

$$w_t = \frac{|\Delta \dot{e}| - |\dot{q}|}{\dot{m}} = \eta_{mt} \cdot \Delta \dot{e} = \eta_{mt} \cdot C_p \cdot (T_3 - T_4) = \eta_{mt} \eta_t \cdot C_p \cdot (T_3 - T_{4iso}) \quad (13.12)$$

$$w_t = \eta_{mt} \eta_t \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (13.13)$$

2)

$$w_t = \frac{|\Delta \dot{e}| - |\dot{q}|}{\dot{m}} = \eta_{mt} \cdot \Delta \dot{e} = \eta_{mt} \cdot C_p \cdot (T_3 - T_4) = \eta_{mt} \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{n-1}{n}}} \right) \quad (13.14)$$

$$w_t = \eta_{mt} \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\eta_{yt} \frac{k-1}{k}}} \right) \quad (13.15)$$

Potência Útil

$$P_u = \dot{W}_u = \dot{m}_a \cdot w_u = \eta_o [(\dot{m}_a + \dot{m}_b) w_t - \dot{m}_a w_c] \quad (13.16)$$

A bomba de alimentação do combustível é um acessório e o trabalho de compressão do combustível é uma perda acessória. Já η_o é o rendimento orgânico devido a perdas por atrito e perdas orgânicas (acessórios diretos e indiretos). Acessórios diretos são os acessórios ligados mecanicamente a árvore da turbina enquanto os acessórios indiretos são acessórios em que a sua potência é fornecida pela rede elétrica e não diretamente da árvore.

$$w_u = \eta_o \left[\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}{\dot{m}_a} w_t - w_c \right] \quad (13.17)$$

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b} \quad (13.18)$$

$$w_u = \eta_o \left[\frac{(1+\alpha)}{\alpha} w_t - w_c \right] \quad (13.19)$$

Em geral a mistura em turbinas a gás é muito pobre (bem abaixo da mistura estequiométrica), sendo normais valores para α entre 20 e 80. Sendo assim pode-se fazer a aproximação $(1 + \alpha)/\alpha \cong 1$.

$$w_u \cong \eta_o [w_t - w_c] \quad (13.20)$$

A fórmula geral para o trabalho útil é dada por

$$w_u = \eta_o \left[\frac{(1+\alpha)}{\alpha} \eta_{mt} \eta_t c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{c_p T_1 \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{mc} \eta_c} \right] \quad (13.21)$$

$$P_u = \dot{W}_u = \dot{m}_a \cdot w_u = \dot{m}_a \cdot \eta_o \left[\frac{(1+\alpha)}{\alpha} \eta_{mt} \eta_t c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{c_p T_1 \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{mc} \eta_c} \right] \quad (13.22)$$

Calor de Combustão

Chamar-se-á o calor de combustão, atrelado a $\dot{m}_a$ de Q_1 , o calor de combustão, atrelado ao combustível utilizado H_i , o rendimento da câmara de combustão η_b .

Sendo assim, para os gases que estão sendo queimados na câmara de combustão, pode-se fazer a seguinte relação:

$$\eta_{cc} \dot{m}_b H_i = \dot{Q}_1 = \dot{m}_a q_1 \quad (13.23)$$

$$\eta_{cc} \dot{m}_b H_i = \int_{T_2}^{T_3} (\dot{m}_a + \dot{m}_b) C_p' dT \quad (13.24)$$

$$\eta_{cc} H_i = (1 + \alpha) \int_{T_2}^{T_3} C_p' dT = (1 + \alpha) \overline{C_p'} (T_3 - T_2) \quad (13.25)$$

$$\eta_{cc} H_i = \alpha \dot{q}_1 = (1 + \alpha) \overline{C_p'} (T_3 - T_2) \quad (13.26)$$

Para misturas pobres normalmente presentes em turbinas, pode-se fazer a aproximação $(1 + \alpha)/\alpha \cong 1$.

$$q_1 = \frac{(1+\alpha)}{\alpha} \overline{C_p}(T_3 - T_2) \cong \overline{C_p}(T_3 - T_2) \quad (13.27)$$

Uma segunda aproximação que pode ser feita é:

$$q_1 = \overline{C_p}(T_3 - T_2) \cong C_p(T_3 - T_2) \quad (13.28)$$

Rendimento Global de uma turbina a gás

As taxas de compressão são:

$$q_1 = \overline{C_p}(T_3 - T_2) \cong C_p(T_3 - T_2) \quad (13.29)$$

$$\beta_t = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_3}{P_1} \quad \beta_c = \frac{P_2}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad \eta_{\pi cc} = \frac{P_3}{P_2} \quad \beta_t = \beta_c \cdot \eta_{\pi cc} \quad (13.30)$$

Deve-se calcular a expressão de rendimento útil da planta em função de todos os parâmetros. O trabalho de compressão e expansão já foi calculado anteriormente.

Trabalho de
compressão
no
compressor

$$w_c = \frac{c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{mc} \cdot \eta_c} \quad (13.31)$$

$$w_c = \frac{c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{1}{\eta_{yc}} \cdot \frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{mc}}$$

Trabalho de
expansão na
turbina

$$W_t = \eta_{mt} \eta_t \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (13.32)$$

$$W_t = \eta_{mt} \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\eta_{yt} \frac{k-1}{k}}} \right)$$

O trabalho útil é:

$$W_u = \eta_o \left[\frac{(1+\alpha)}{\alpha} W_t - W_c \right] \quad (13.33)$$

O rendimento global é:

$$\eta_g = \eta_{cc} \frac{W_u}{q_1} = \eta_{cc} \frac{W_u}{\dot{m}_a \dot{q}_1} = \eta_{cc} \frac{\dot{m}_a W_u}{\dot{Q}_1} = \eta_{cc} \frac{W_u}{\dot{Q}_1} \quad (13.34)$$

Sendo:

$$q_1 = \frac{(1+\alpha)}{\alpha} \overline{C_p} (T_3 - T_2) \quad (13.35)$$

Nesse ponto é feita a aproximações $\overline{C_p} = \overline{C_p}$ e $\frac{(1+\alpha)}{\alpha} = 1$. Unindo a eq.(12.31), eq.(12.32), eq.(12.33) e eq.(12.35) na eq.(12.34):

$$\eta_g = \eta_{cc} \eta_o \frac{\eta_{mt} \eta_t \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{C_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{mc} \cdot \eta_c}}{q_1} \quad (13.36)$$

Chegando em:

$$\eta_g = \eta_{cc} \eta_o \frac{\eta_{mt} \eta_t \cdot W_{tiso} - \frac{W_{ciso}}{\eta_{mc} \cdot \eta_c}}{q_1} = \eta_{cc} \eta_{mt} \eta_t \frac{\frac{W_{tis}}{W_{cis}} - \frac{1}{\eta_{mt} \eta_t \eta_{mc} \eta_c}}{\frac{q_1}{W_{cis}}} \quad (13.37)$$

Tratar-se-á separadamente cada termo da eq.(12.37).

$$\frac{w_{tis}}{w_{cis}} = \frac{c_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}}\right)}{c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} \quad (13.38)$$

O calor de compressão q_1 é:

$$q_1 = C_p(T_3 - T_2) = C_p(T_3 - T_{2is'}) + C_p(T_{2is'} - T_{2is}) + C_p(T_{2is} - T_2) \quad (13.39)$$

Novamente será tratado separadamente cada termo da equação anterior. Sabe-se que $P(T_{2is'})=P_3$ e também que $P_4=P_1$, e desse modo, o primeiro termo, que está relacionado ao ciclo ideal 1-2is'-3-4is, é

$$q_{id} = C_p(T_3 - T_{2is'}) = C_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_{2is'}}{T_1}\right) \quad (13.40)$$

$$\frac{T_{2is'}}{T_1} = \left(\frac{P_{2is'}}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta_t^{\frac{k-1}{k}} \quad (13.41)$$

$$q_{id} = C_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_t^{\frac{k-1}{k}}\right) \quad (13.42)$$

Sabe-se que $P(T_{2is'})=P_3$ e também que $P(T_{2is})=P_2$, sendo assim, o segundo termo é

$$C_p(T_{2is'} - T_{2is}) = C_p \left(\frac{T_{2is'}}{T_1} - \frac{T_{2is}}{T_1}\right) \quad (13.43)$$

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_{2is}}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta_c^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (13.44)$$

$$C_p(T_{2is'} - T_{2is}) = C_p \left(\beta_t^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \quad (13.45)$$

Para calcular o terceiro termo é feita a seguinte relação:

$$w_c = \frac{1}{\eta_c} w_{cis} = c_p(T_2 - T_1) = c_p(T_2 - T_{2is}) + c_p(T_{2is} - T_1) = c_p(T_2 - T_{2is'}) + w_{cis} \quad (13.46)$$

$$\frac{1}{\eta_c} w_{cis} = c_p(T_2 - T_{2is}) + w_{cis} \quad (13.47)$$

$$c_p(T_2 - T_{2is}) = \left(\frac{1}{\eta_c} - 1\right) w_{cis} = \left(\frac{1}{\eta_c} - 1\right) C_p T_1 \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (13.48)$$

$$c_p(T_{2is} - T_2) = \left(1 - \frac{1}{\eta_c}\right) w_{cis} = \left(1 - \frac{1}{\eta_c}\right) C_p T_1 \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (13.49)$$

Retornando a eq.(12.39).

$$\frac{q_1}{w_{cis}} = \frac{C_p(T_3 - T_{2is'}) + C_p(T_{2is'} - T_{2is}) + C_p(T_{2is} - T_2)}{w_{cis}} \quad (13.50)$$

$$\frac{q_1}{w_{cis}} = \frac{C_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_t^{\frac{k-1}{k}}\right) + C_p \left(\beta_t^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) + \left(\frac{\eta_c - 1}{\eta_c}\right) w_{cis}}{w_{cis}} \quad (13.51)$$

$$\frac{q_1}{w_{cis}} = \frac{C_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_t^{\frac{k-1}{k}}\right)}{C_p T_1 \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} + \frac{C_p \left(\beta_t^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}{C_p T_1 \left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} - \frac{1 - \eta_c}{\eta_c} \quad (13.52)$$

$$\frac{q_1}{w_{cis}} = \frac{\left(\frac{T_3}{T_1} - \beta_t^{\frac{k-1}{k}}\right)}{\left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} - \frac{\left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \beta_t^{\frac{k-1}{k}}\right)}{\left(\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} - \frac{1 - \eta_c}{\eta_c} \quad (13.53)$$

Voltando a equação eq.(12.37) para o rendimento global e substituindo a eq.(12.49) e eq.(12.53), obtém-se a eq.(12.54).

$$\eta_g = \eta_{cc} \eta_o \eta_{mt} \eta_t \frac{\frac{T_3}{T_1} \frac{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}}{\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} - \frac{1}{\eta_{mt} \eta_t \eta_{mc} \eta_c}}{\frac{\frac{T_3}{T_1} - \beta_t^{\frac{k-1}{k}}}{\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} - \frac{\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \beta_t^{\frac{k-1}{k}}}{\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} - \frac{1 - \eta_c}{\eta_c}} \quad (13.54)$$

$$\eta_g = \eta_{cc} \eta_o \eta_{mt} \eta_t \frac{1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}}}{\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} - \frac{1}{\eta_{mt} \eta_t \eta_{mc} \eta_c} \frac{T_1}{T_3} \quad (13.55)$$

$$\frac{1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}}}{\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} - \frac{1 - \eta_c \frac{T_1}{T_3}}{\left(\frac{\beta_t}{\eta_{\pi cc}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}$$

Nessa equação pode-se obter o rendimento global da turbina a gás como função dos seguintes parâmetros:

$$\eta_g = f(T_1; T_3; \eta_{cc}; \eta_o; \beta_t; k; \eta_{\pi cc}; \eta_{mt}; \eta_t; \eta_{mc}; \eta_c) \quad (13.56)$$

Pode calcular qual é o limite do rendimento global:

$$\lim_{T_3 \rightarrow \infty} \eta_g = \eta_{cc} \eta_o \eta_{mt} \eta_t \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}}\right) = \eta_{cc} \eta_o \eta_{mt} \eta_t \eta_{id} \quad (13.57)$$

Nessa equação pode-se obter o rendimento global da turbina a gás como função dos seguintes parâmetros:

$$\eta_g = f(T_1; T_3; \eta_{cc}; \eta_o; \beta_t; \eta_{mt}; \eta_t) \quad (13.58)$$

T_3 é limitado e não pode ser muito alto devido ao material. Abaixo pode-se ver uma lista de materiais e soluções para aumentar a temperatura na saída da câmara de combustão:

Materiais	Temperatura (°C)
Aços austeníticos	600
Ligas especiais	1200-1350

Materiais Cerâmicos (devem resistir a choques)

Refrigeração da Paleta da Turbina

3. Resultados

Resultados deixados para o relatório final.

2. Ciclo LETE-USP

Essa é a abordagem mais completa e complexa possível na análise de um ciclo de turbina a gás. Os resultados tendem a ser bem mais realísticos com o preço pago pela quantidade de parâmetros inseridos. Será utilizado o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta da Turbina a Gás – LETE- USP. Nesse ciclo as constantes termodinâmicas (C_p e k) para o ar e os gases de combustão continuam sendo diferentes.

O ciclo real aberto LETE-USP é composto das seguintes transformações termodinâmicas:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 1.
- 4-5: Passagem na transição adiabática.
- 5-6: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 2.

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo real aberto montado no LETE-USP.

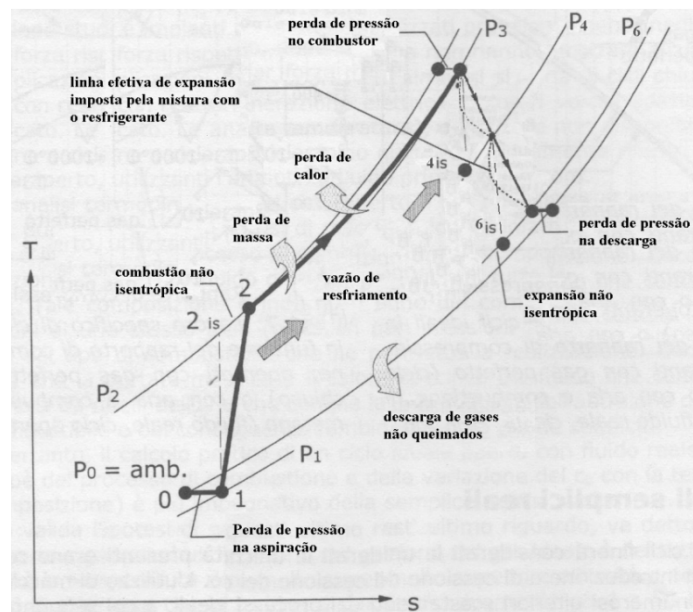


Figura - Diagrama Txs Ciclo Lete-USP Real (2)

Como esse ciclo considerado real as suas transformações não são nem adiabáticas e nem isentrópicas. As suas transformações isóbaras (comparando com o ciclo Brayton) comportam uma perda de pressão. A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo limite do LETE-USP. O capítulo sobre o Esquema da Planta da Turbina a Gás – LETE- USP mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o seguinte cálculo são:

- O ciclo é percorrido por um gás real, entretanto, devido a temperatura elevada, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase.
- O gás participa de transformação de composição, alterando M , k , C_p e C_v da mistura.
- O gás que atravessa o compressor apresenta um c_p constante que é composto pelo ar ambiente.
- O gás que atravessa a câmara de combustão e a turbina apresenta um c_p' constante que é composto do produto resultado da combustão de propano com o ar ambiente .
- Presença de perdas (irreversibilidades, mecânica, etc).
- Será feito uma análise com e sem adição do gás combustível na câmara de combustão.
- Ciclo aberto.

2. Rendimento considerando a massa do combustível

Demonstração deixada para o relatório final.

3. Rendimento desprezando a massa do combustível

Demonstração deixada para o relatório final.

4. Resultados

Resultados deixados para o relatório final.

3. Ciclo com Recuperação de vapor

Essa é a abordagem mais completa e complexa possível na análise de um ciclo de turbina a gás. Os resultados tendem a ser bem mais realísticos com o preço pago pela quantidade de parâmetros inseridos. Será utilizado o modelo indicado no capítulo Esquema da Planta de Turbina a Gás – Com Recuperação de Calor. Nesse ciclo as constantes termodinâmicas (C_p e k) para o ar e os gases de combustão continuam sendo diferentes.

O ciclo real aberto com recuperação de calor é composto das seguintes transformações termodinâmicas:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica.
- 2-3: Aquecimento a pressão constante.
- 3-4: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 1.
- 4-5: Passagem na transição adiabática.
- 5-6: Expansão adiabática e isentrópica na turbina 2.
- 6-7: Troca de calor com a caldeira de recuperação adiabática.

A Figura mostra o diagrama T-s para um ciclo real aberto montado com recuperação de calor para geração de vapor.

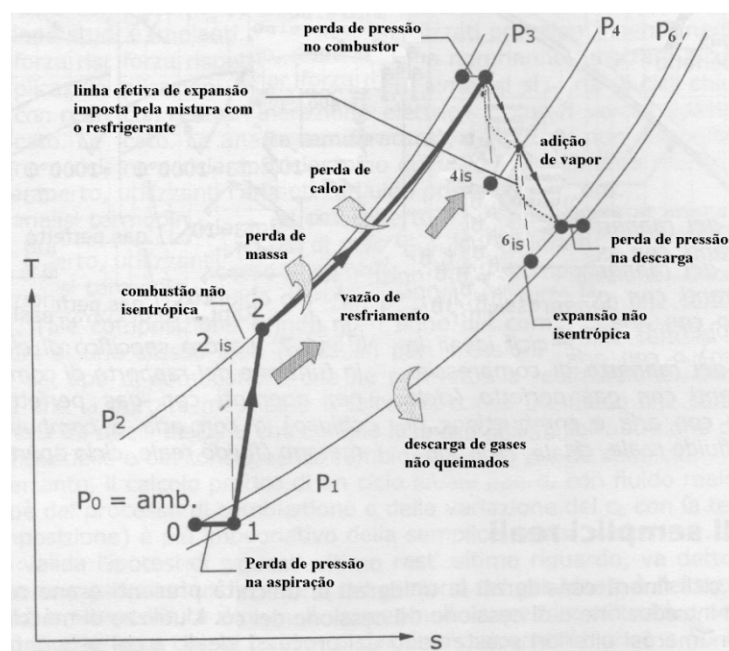


Figura - Diagrama Txs Ciclo com Recuperação de Calor Real (2)

Turbina a Gás: Ciclo Real
Ciclo com Recuperação de vapor

Como esse ciclo considerado real as suas transformações não são nem adiabáticas e nem isentrópicas. As suas transformações isóbaras (comparando com o ciclo Brayton) comportam uma perda de pressão. A Figura mostra o diagrama T-S para o ciclo limite com recuperação de calor. O capítulo sobre o Esquema da Planta de Turbina a Gás – Com Recuperação de Calor mostra um esquema de funcionamento desse sistema.

1. Hipóteses

As hipóteses adotadas para o seguinte cálculo são:

- O ciclo é percorrido por um gás real, entretanto, devido a temperatura elevada, as propriedades termodinâmicas u , h e C_p não dependem da pressão.
- O gás não participa de transformação de fase.
- O gás participa de transformação de composição, alterando M , k , C_p e C_v da mistura.
- O gás que atravessa o compressor apresenta um c_p constante que é composto pelo ar ambiente.
- O gás que atravessa a câmara de combustão e a turbina apresenta um c'_p constante que é composto do produto resultado da combustão de propano com o ar ambiente.
- Presença de perdas (irreversibilidades, mecânica, etc).
- Será considerada a adição da massa do gás combustível.
- Ciclo aberto.

2. Rendimento

Demonstração deixada para o relatório final.

3. Resultados

Resultados deixados para o relatório final.

14. Esquema construtivo da caldeira de recuperação de calor para geração de vapor

A caldeira recuperadora de calor para geração de vapor é formada por três trocadores de calor que são:

- Economizador
- Evaporador
- Super-aquecedor

Existe a possibilidade de se instalar um desareador que permita uma melhor qualidade da água (menos contaminantes) que adentra o sistema. Na Figura pode-se observar o esquema funcional de funcionamento do evaporador e os seus componentes chave. No esquema está indicado um ciclo topping (turbina a gás) e um ciclo bottoming (ciclo a vapor), mas o que está sendo foco de análise é a caldeira recuperadora de calor (do ciclo topping) e geradora de vapor (que no caso desse trabalho é utilizado no próprio ciclo topping, uma vez que não é ciclo combinado e, portanto, não existe ciclo bottoming).

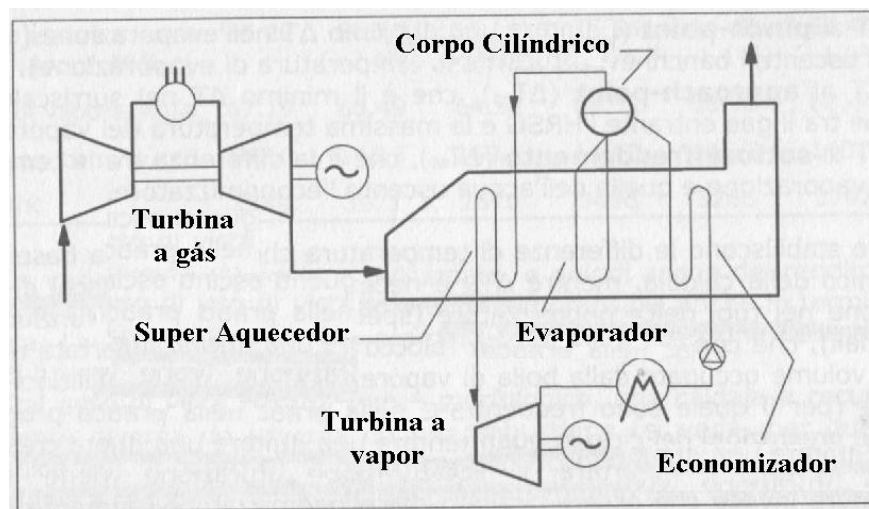


Figura - Esquema funcional da caldeira de recuperação geradora de vapor (2)

Na Figura é possível observar as massas relevantes na análise da caldeira bem como os pontos de interesse. Nessa figura está representado com traços paralelos o economizador, com um vazio o evaporador e com um “raio” o superaquecedor.

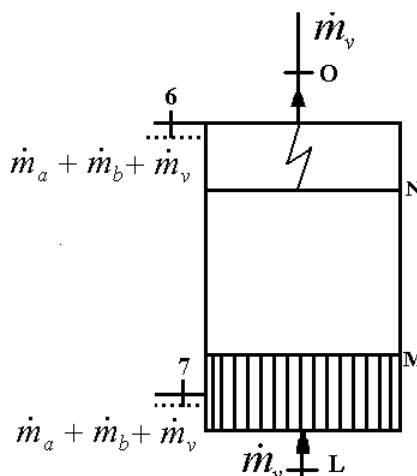


Figura - Esquema indicando massas

A Figura é um diagrama temperatura por porcentagem de potência térmica transferida entre os fluídos que atravessam a caldeira.

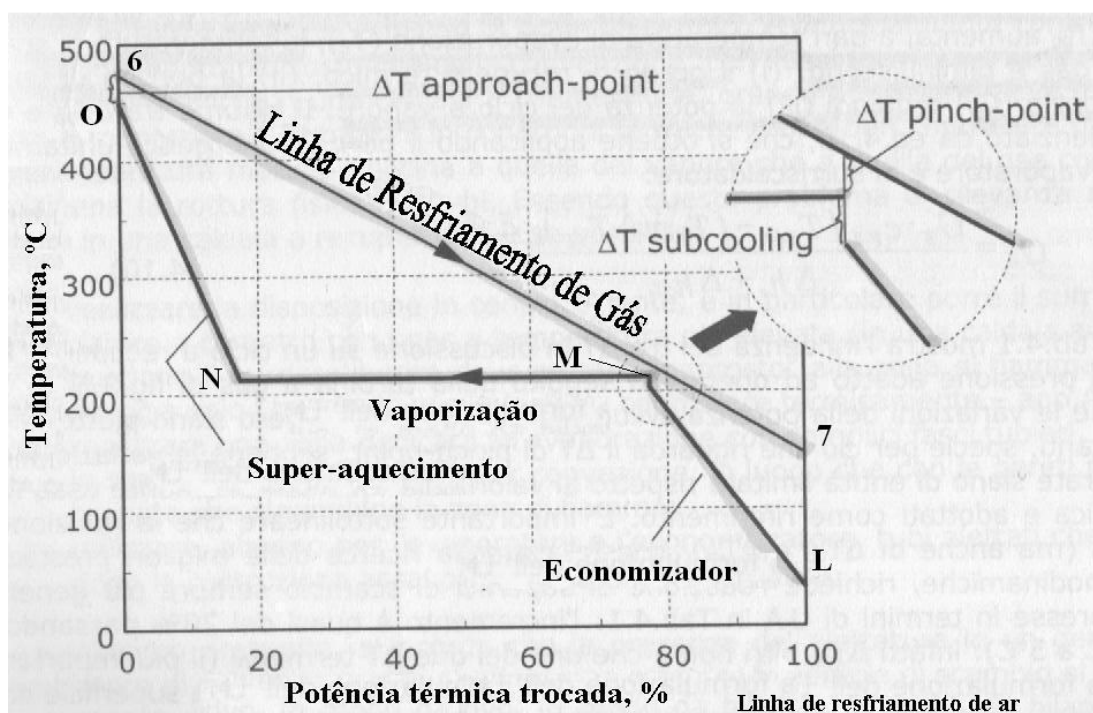


Figura - Diagrama T x %W - Indicando temperaturas relevantes (2)

Ainda na Figura é possível constatar alguns pontos chave de interesse para análise.

1. O gás entra no super-aquecedor a com uma temperatura

$$T_6 = T_{gSHin} = T_O + \Delta T_{approach-point}$$

2. O gás sai do super-aquecedor e entra no evaporador a uma temperatura

$$T_{gSHout} = T_{gEVin} = T_N + \Delta T_{SH}$$

3. O gás sai do evaporador e entra no economizador a uma temperatura

$$T_{gEVout} = T_{gECOin} = T_M + \Delta T_{pinch-point}$$

4. O gás sai do economizador a uma temperatura

$$T_7 = T_{gECOout} = T_L + \Delta T_{ECO}$$

5. O vapor super-aquecido sai do super-aquecedor a uma temperatura T_O .

6. O vapor sai do evaporador e entra no super-aquecedor a uma temperatura T_N .

7. A água líquida sai do economizador e entra no evaporador a uma temperatura $T_M - \Delta T_{subcooling}$.

8. A água líquida entra no economizador a uma temperatura T_L .

$$T_{gin} = T_O + \Delta T_{approach-point}$$

Sabe-se que o calor disponível nos gases depende de T_7 que é a temperatura na qual eles são eliminados na atmosfera. Esse calor contido nos gases é:

$$\dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)}(T_6 - T_7) \quad 13.1$$

O maior calor disponível é quando a temperatura de descarga dos gases se iguala a temperatura ambiente, condição que necessitaria de uma área de troca infinita e, portanto, inviável.

$$\dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)}(T_6 - T_{amb}) \quad 13.2$$

O balanço de energia para o super-aquecedor é:

$$\dot{m}_v(h_O - h_N) = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)}(T_6 - T_{gSHout}) \quad 13.3$$

$$\dot{m}_v(h_O - h_N) = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)} \cdot (T_O + \Delta T_{approach-point} - T_N - \Delta T_{SH}) \quad 13.4$$

O balanço de energia para o super-aquecedor e evaporador é:

$$\dot{m}_v(h_O - h_M) = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)}(T_6 - T_{gEVout}) \quad 13.5$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_v(h_O - h_M) &= (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)} \\ &\cdot (T_O + \Delta T_{approach-point} - T_M - \Delta T_{pinch-point}) \end{aligned} \quad 13.6$$

O balanço de energia para o recuperador de vapor completo é:

$$\dot{m}_v(h_O - h_L) = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)}(T_6 - T_7) \quad 13.7$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_v(h_O - h_L) &= (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)} \\ &\cdot (T_O + \Delta T_{approach-point} - T_L - \Delta T_{ECO}) \end{aligned} \quad 13.8$$

O balanço de energia para o evaporador é:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v(h_N - h_{(T_M - \Delta T_{subcooling})}) \\ = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)}(T_{gSHout} - T_{gEVout}) \end{aligned} \quad 13.9$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_v(h_O - h_{(T_M - \Delta T_{subcooling})}) \\ = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)} \\ \cdot (T_N + \Delta T_{SH} - T_M - \Delta T_{pinch-point}) \end{aligned} \quad 13.10$$

O balanço de energia para o economizador é:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v(h_{(T_M - \Delta T_{subcooling})} - h_L) \\ = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)}(T_{gEVout} - T_7) \end{aligned} \quad 13.11$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_v(h_{(T_M - \Delta T_{subcooling})} - h_L) \\ = (\dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_v)c_{p(g+v)} \\ \cdot (T_O + \Delta T_{approach-point} - T_L - \Delta T_{ECO}) \end{aligned} \quad 13.12$$

Os modelos construtivos para trocadores de calor estão no Anexo F. Aspectos construtivos mais detalhados estão no capítulo Caldeira geradora de Vapor. Na página seguinte e na Figura 39 é possível ver um esquema possível para montagem desse sistema.

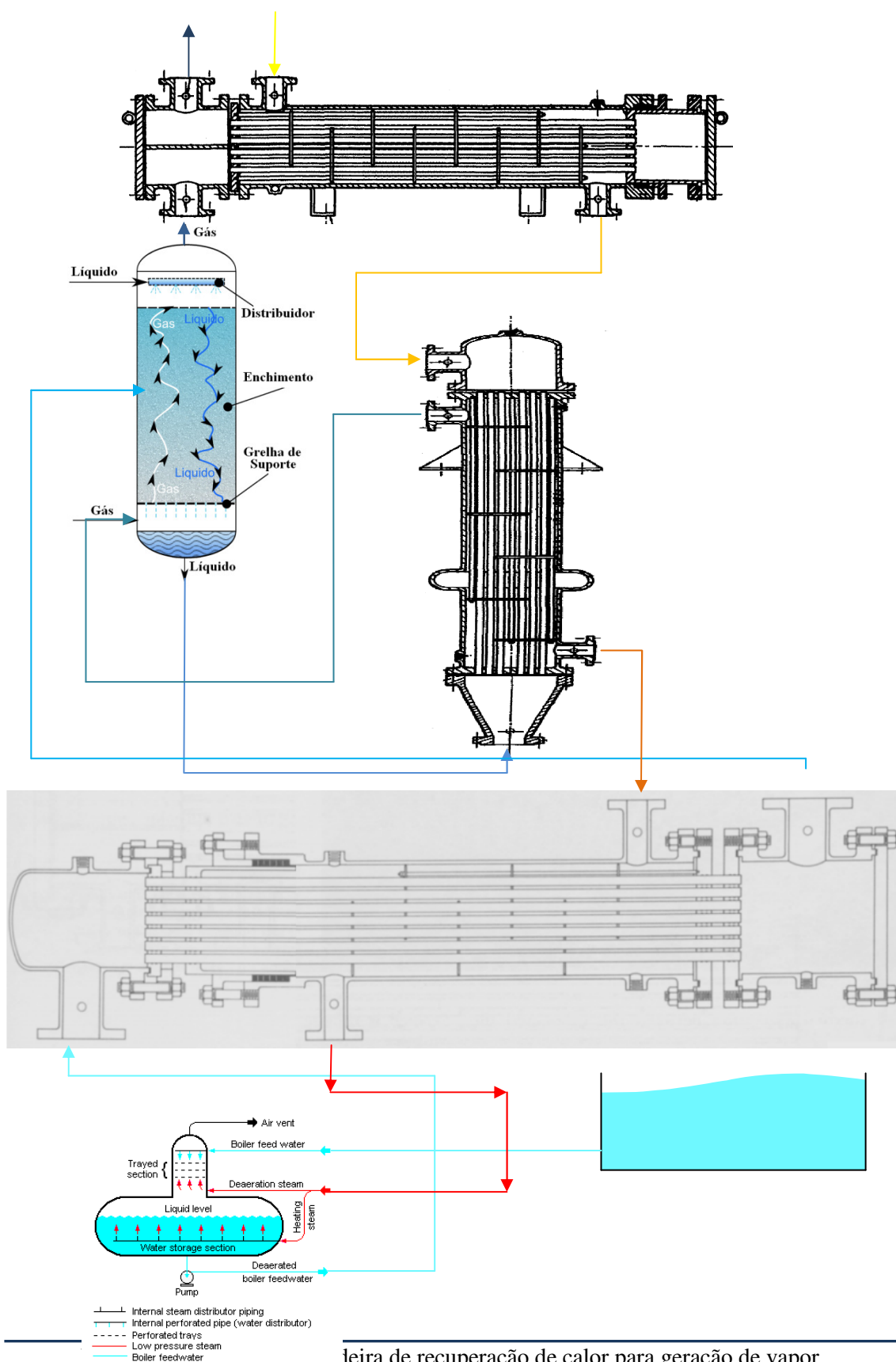


Figura - Exemplo de possível montagem para a caldeira recuperadora de calor geradora de vapor

15. Trocadores de calor

Os trocadores de calor são máquinas térmicas que promovem a transferência de calor às partes do fluido mais quente para o fluido mais frio

1. Classificação de Trocadores de Calor

O trocador de calor pode ser classificado por:

- a) o processo de transferência de calor
- b) a compacticidade,
- c) o tipo de construção,
- d) a disposição das correntes, e
- e) o mecanismo da transferência de calor
- f) contato entre os fluidos

1. Classificação pelo processo de transferência de calor.

A operação de troca térmica é muito ampla, porém podemos destacar os seguintes aspectos relativos ao processo de transferência de calor:

- I) permuta – troca de calor sensível entre duas correntes de processo.
- II) aquecimento – cessão de calor sensível a uma corrente de processo através de um meio quente; vapor, fluido térmico, excluído o fogo direto.
- III) resfriamento – retirada de calor sensível de uma corrente de processo, através de um meio frio; água, fluido refrigerante (neste caso a operação é chamada refrigeração).
- IV) condensação – retirada do calor latente da mudança de fase de corrente de processo com auxílio de um meio frio; usualmente utilizada em conjunto com a operação de destilação.
- V) vaporização – cessão de calor latente da mudança de fase de corrente de processo com auxílio de um meio quente; usualmente utilizada em conjunto com a operação de destilação.

2. Classificação de acordo com o tipo de construção

Ex. Trocadores de calor tipo duplo tubo

Um tubo é inserido dentro de outro tubo. Um fluido percorre o tubo central e o outro a região entre tubos.

Ex. Trocador de Calor de Placas

Este trocador, com grande de área de troca, tem um fluído atravessando a região entre cada duas placas, sendo assim, a cada duas placas um fluido diferente está presente.

Ex. Trocadores de calor de placa aletada**3. Classificação pelo contato entre os fluidos**

- I) contato direto. Ocorre o contato direto entre os dois fluidos. Exemplo: torre de resfriamento.
- II) contato indireto. Existe separação física entre os dois fluidos. Exemplo: trocador casco-tubo.

4. Classificação de acordo com a compacticidade

Quanto maior a compacticidade mais calor é trocado utilizando um trocador de volume menor.

5. Classificação segundo a disposição das correntes

Está relacionado a posição de entrada dos fluidos.

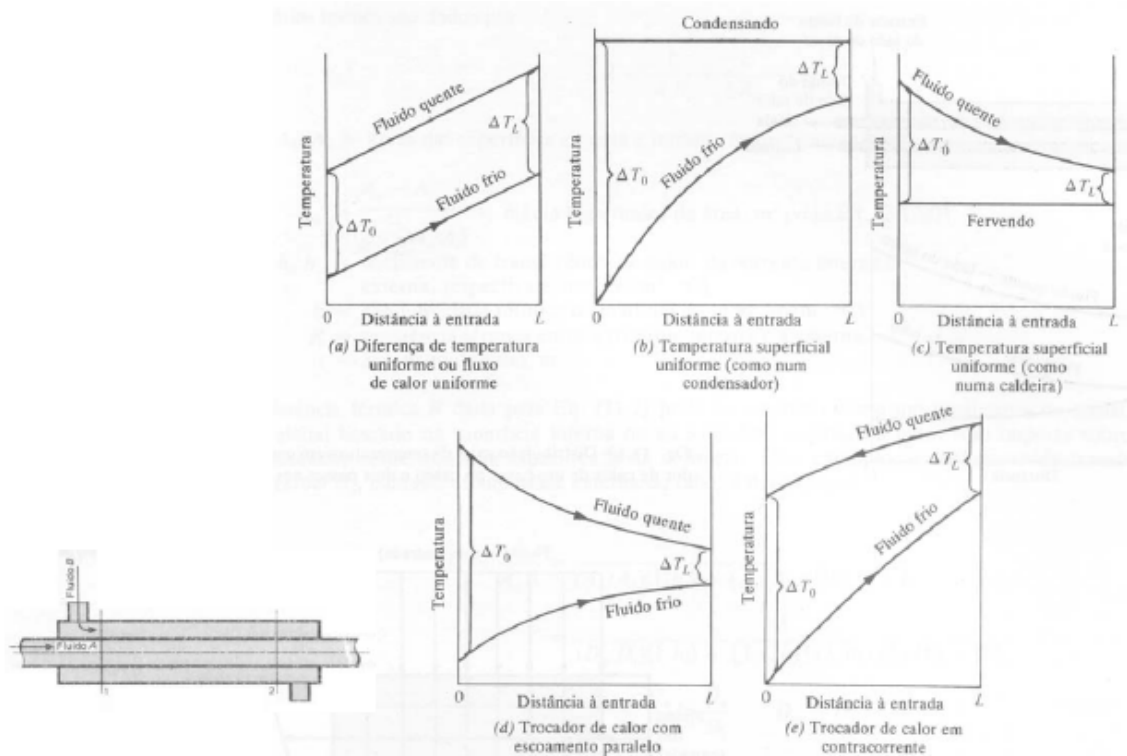


Figura - Esquema de variação de temperatura em condensadores, evaporadores e trocadores de calor em contra corrente e concorrentes. (4)

6. Classificação pelo mecanismo de transferência de calor

1. I) Convecção forçada ou convecção livre monofásica
2. II) Mudança de fase (ebulição ou condensação)
3. III) Radiação ou convecção e radiação combinadas

2. Critérios de seleção de um trocador de calor

Critérios Gerais de Seleção

- Desempenho Térmico
- Desempenho Operacional

- Manutenção
- Flexibilidade Operacional
- Custo
- Critérios Adicionais
- Perda de Carga

3. Critérios quanto ao tipo de equipamento

- Trocadores Tipo Casco e Tubos
- Trocadores Tipo Duplo Tubo
- Trocadores Resfriados a Ar
- Trocadores de Placas

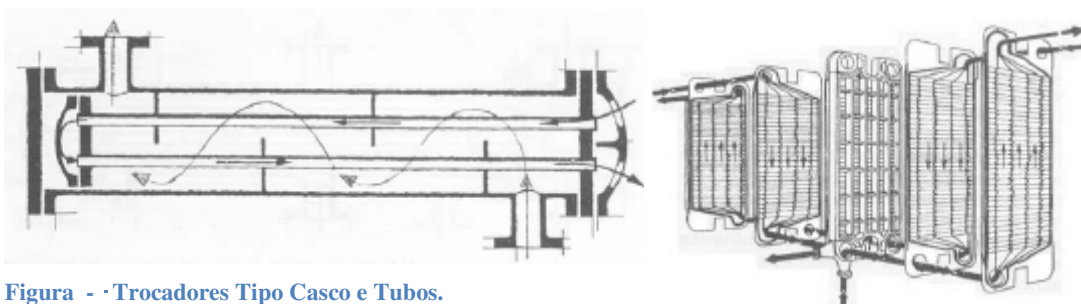


Figura - -Trocadores Tipo Casco e Tubos.

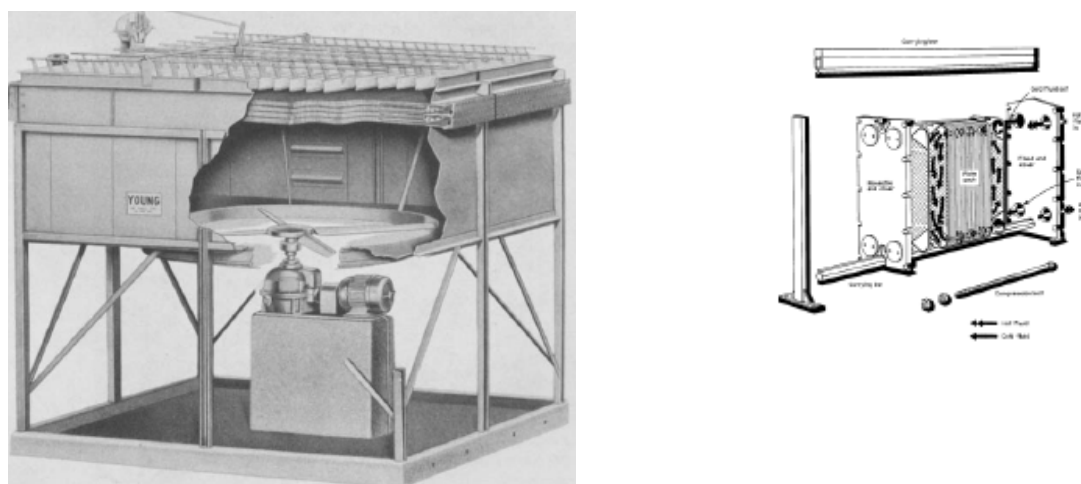
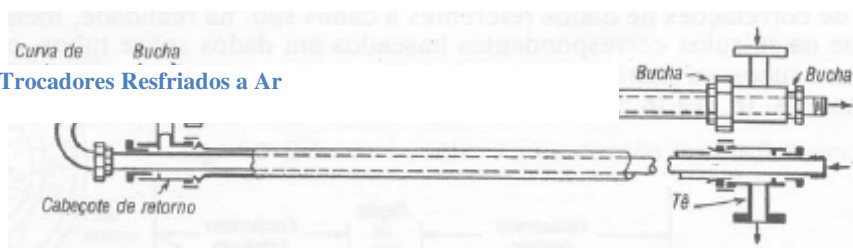


Figura - -Trocadores Resfriados a Ar



4. Trocadores tipo casco e tubos

- A construção casco e tubos proporciona amplas relações, área de troca térmica - volume do equipamento.
- Permite a construção em diversos tamanhos
- É mecanicamente resistente a tensões originadas na fabricação, transporte e operação
- A limpeza do equipamento é razoavelmente simples
- Componentes danificados são substituídos com relativa facilidade

Geometria dos trocadores

Componentes Básicos

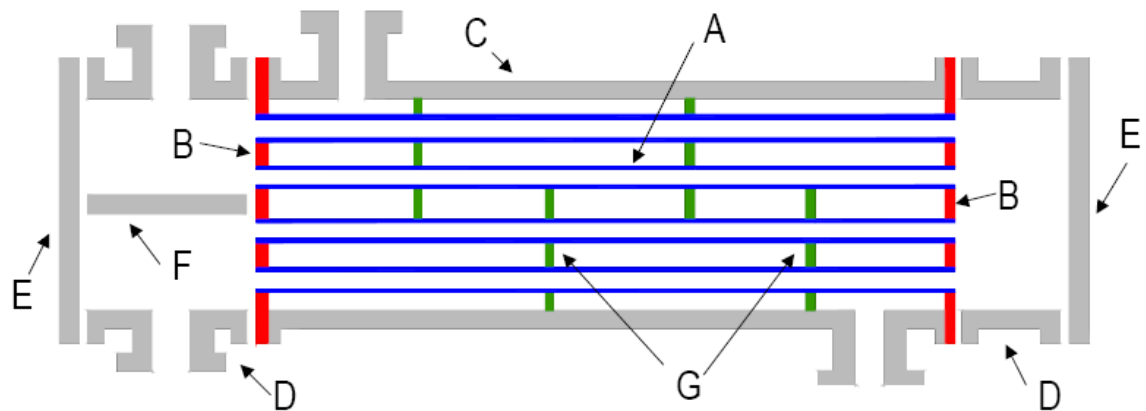


Figura - Componentes básicos do trocador de calor tipo casco-e-tubo.

- A – Tubos
- B – Espelhos
- C – Casco
- D – Cabeçotes
- E – Tampas
- F – Divisor
- G – Chicanas
- H – Tirantes Espaçadores

1. Tubos

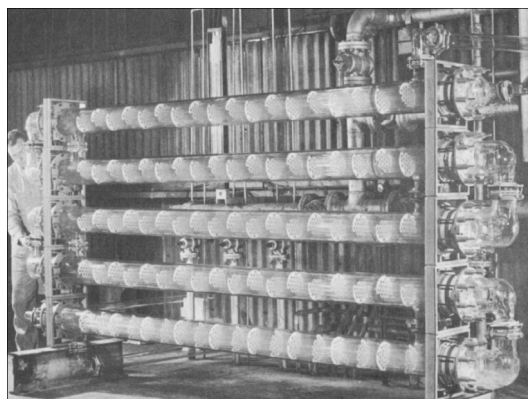


Figura –Trocador casco-e-tubo com casco e tubos transparentes. Pode-se ver as chicanas em branco. (2)

A construção padrão dos tubos é sem costura em dimensões padrão de 1/4", 3/8", 1/2", 3/4", 1", 1.1/4", 1.1/2" de diâmetro externo exato e a espessura de parede é medida segundo as unidades do calibre Birmingham para fios (BWG).

As dimensões mais usadas são 3/4" e 1".

Tubos aletados

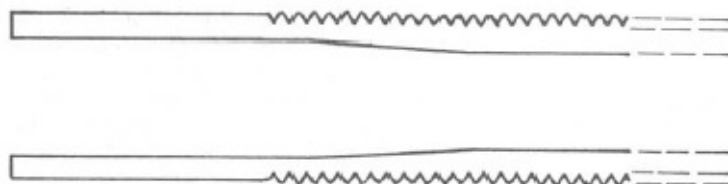


Figura - Seção final de tubo mandrilados. (7)

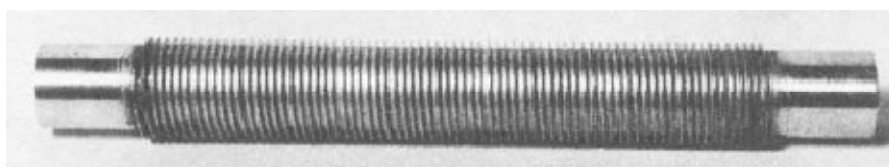


Figura - Tubo aletado. (7)

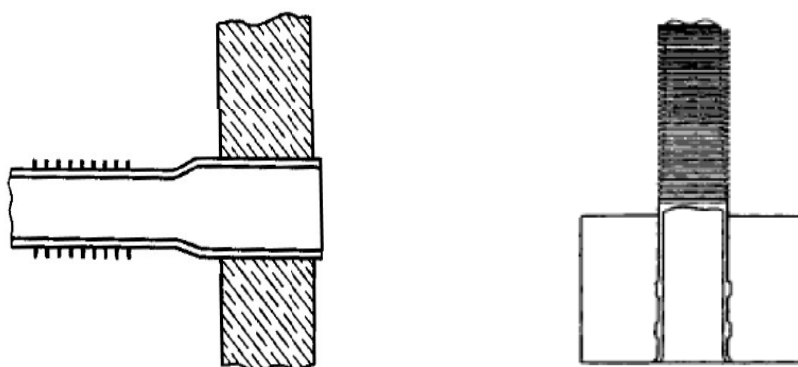


Figura - Tubo mandrilado. (7)

Leg: Tubo manduriado

2. Espelhos

Separa os fluidos na entrada e saída dos tubos. Tubos pode er instalado por mandrilagem ou soldados ao espelho

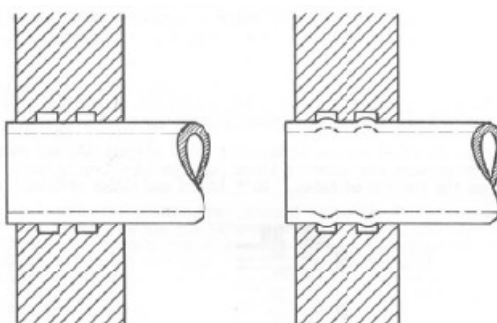


Figura - Espelho e tubos calandrado. (6)

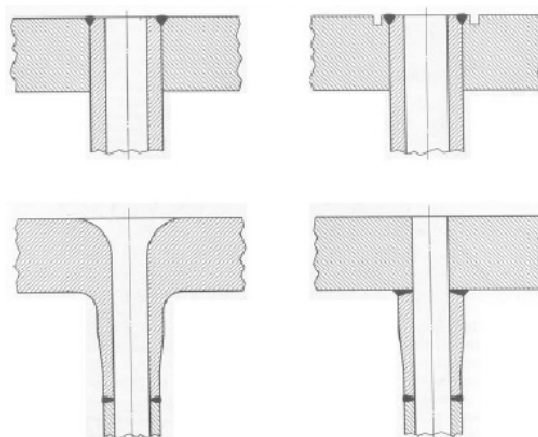


Figura - Tubo soldado ao espelho. (7)

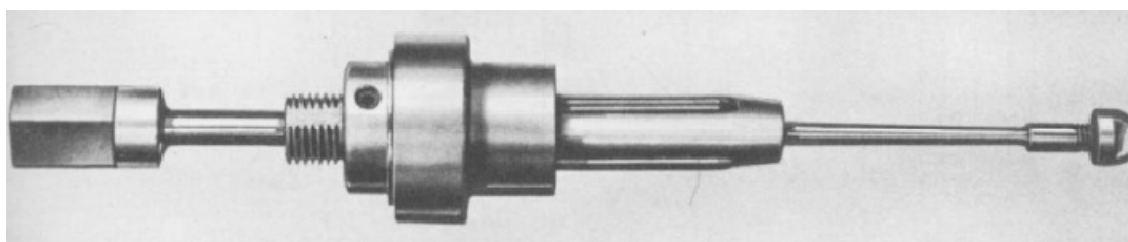


Figura - Mandril. (7)

3. Casco

Carcaça externa que separa o fluido presente dentro do casco do ambiente

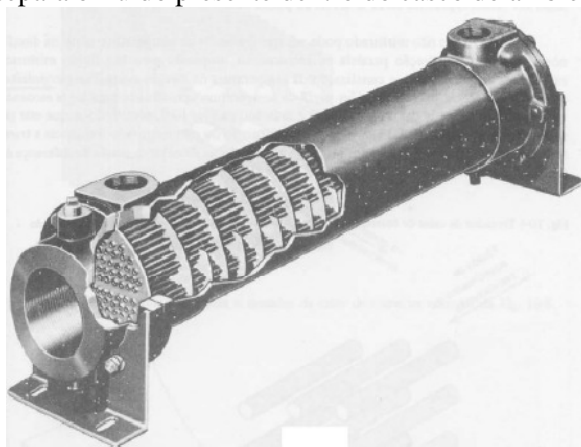


Figura - Casco-e-tubo. (6)

4. Cabeçotes

Por onde entram os fluidos do tubo

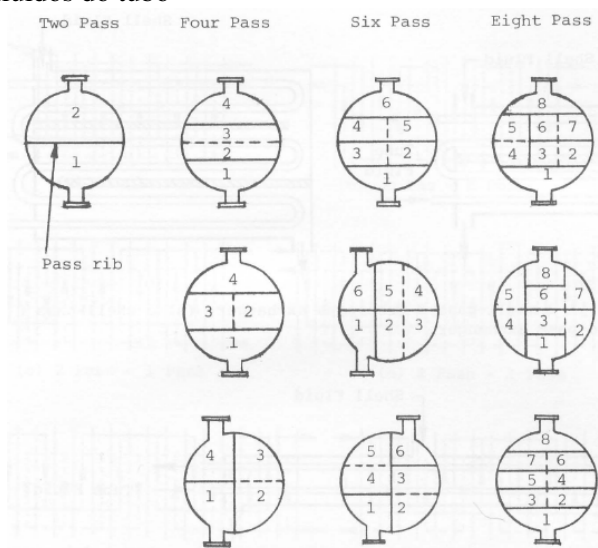


Figura - Tipos de cabeçotes. (1)

5. Chicanas

Fazem os fluidos do lado do gás percorrer um caminho mais comprido aumentando a troca de calor

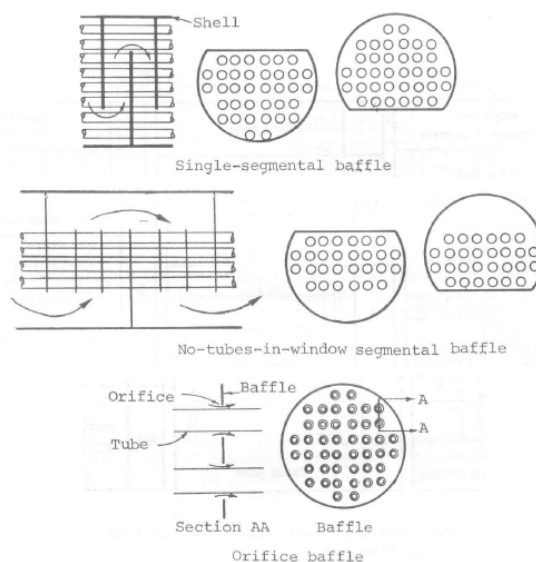


Figura – Tipos de Chicanas 1. (1)

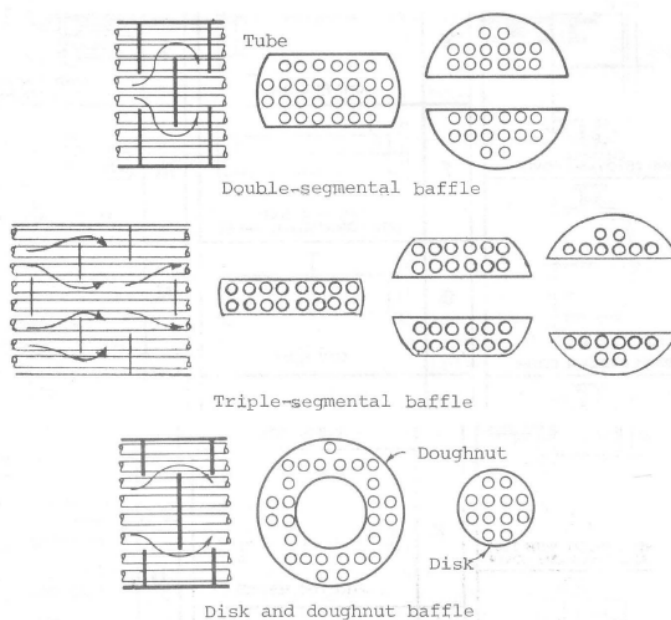


Figura - Tipos de chicanas 2. (1)

6. Tirantes e espaçadores

Acoplam as chicanas ao casco fazendo um espaçamento desejado entre elas.

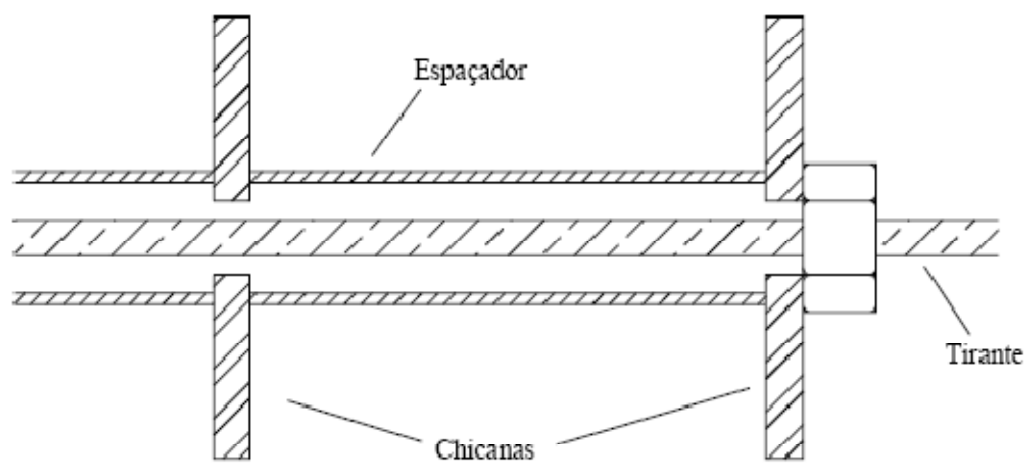


Figura - Espaçadores e Tirantes

16. Superfícies Aletadas

$$q_{\text{máx}} = hA_t\theta_b \quad 16.1$$

$$q_t = \eta_o q_{\text{máx}} \quad 16.2$$

$$q_t = \eta_o hA_t\theta_b \quad 16.3$$

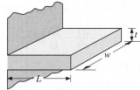
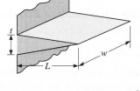
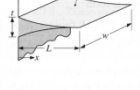
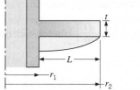
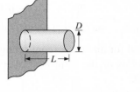
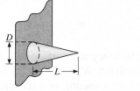
$$A_t = NA_a + A_b \quad 16.4$$

- A_a – área da aleta
- N – número de aletas
- A_b – área da superfície primária

$$q_a = \eta_a q_{\text{máx}} \quad 16.5$$

- η_a é função do tipo de aleta

Tabela – Tipos de aletas (4)

Straight Fins		
Rectangular^a $A_f = 2wL_c$ $L_c = L + (t/2)$ $A_p = tL$		$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (3.89)$
Triangular^a $A_f = 2w[L^2 + (t/2)^2]^{1/2}$ $A_p = (t/2)L$		$\eta_f = \frac{1}{mL} \frac{I_0(2mL)}{I_0(2mL)} \quad (3.93)$
Parabolic^a $A_f = w[C_1L + (L^2/4)(m^2 + C_1)]$ $C_1 = [1 + (t/2L)^2]^{1/2}$ $A_p = (t/3)L$		$\eta_f = \frac{2}{[4(mL)^2 + 1]^{1/2} + 1} \quad (3.94)$
Circular Fin Rectangular^a $A_f = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)$ $r_2 = r_1 + (t/2)$ $V = \pi(r_2^2 - r_1^2)L$		$\eta_f = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_2) - I_1(mr_1)K_1(mr_2)}{I_0(mr_1)K_1(mr_2) + K_0(mr_1)I_1(mr_2)} \quad (3.91)$ $C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_2^2 - r_1^2)}$
Pin Fins Rectangular^b $A_f = \pi DL_c$ $L_c = L + (D/4)$ $V = (\pi D^2/4)L$		$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (3.95)$
Triangular^b $A_f = \frac{\pi D}{2} [L^2 + (D/2)^2]^{1/2}$ $V = (\pi/12)D^2L$		$\eta_f = \frac{2}{mL} \frac{I_0(2mL)}{I_0(2mL)} \quad (3.96)$

$$q_t = N\eta_a hA_a\theta_b + hA_b\theta_b \quad 16.6$$

Tabela – Distribuição de temperatura e taxa de transferência de calor (4)

Case	Tip Condition ($x = L$)	Temperature Distribution θ/θ_b	Fin Heat Transfer Rate q_f
A	Convection heat transfer: $h\theta(L) = -kd\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.70)	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.72)
B	Adiabatic $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$ (3.75)	$M \tanh mL$ (3.76)
C	Prescribed temperature: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$ (3.77)	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$ (3.78)
D	Infinite fin ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	e^{-mx} (3.79)	M (3.80)

$\theta \equiv T - T_\infty$ $m^2 \equiv hP/kA_c$
 $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$ $M \equiv \sqrt{hPkA_c}\theta_b$

$$q_t = h[N\eta_a A_a + (A_t - NA_a)]\theta_b \quad 16.7$$

$$q_t = hA_t \left[1 - \frac{NA_a}{A_t} (1 - R_a) \right] \theta_b \quad 16.8$$

Comparando 16.3 e 16.8:

$$\eta_0 = \left[1 - \frac{NA_a}{A_t} (1 - \eta_a) \right] \quad 16.9$$

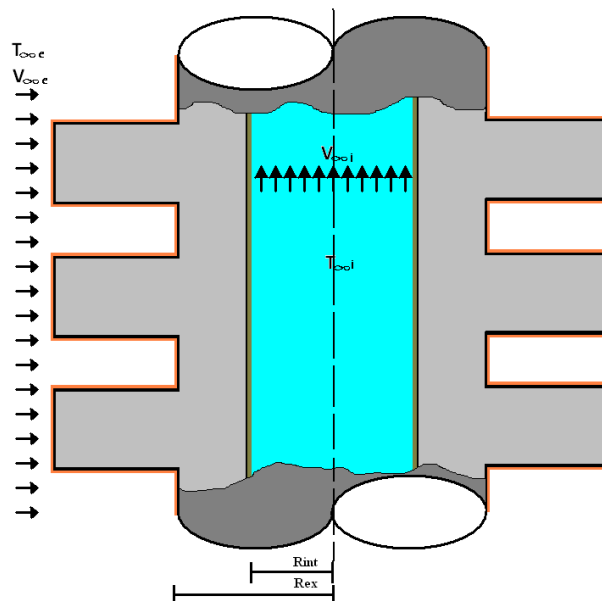


Figura – Esquema de uma seção tubular aletada.

1. Equivalência elétrica

$$U = Ri \quad U = i R$$

$$\Delta T = Rq \quad \Delta T = q \frac{i}{UA}$$

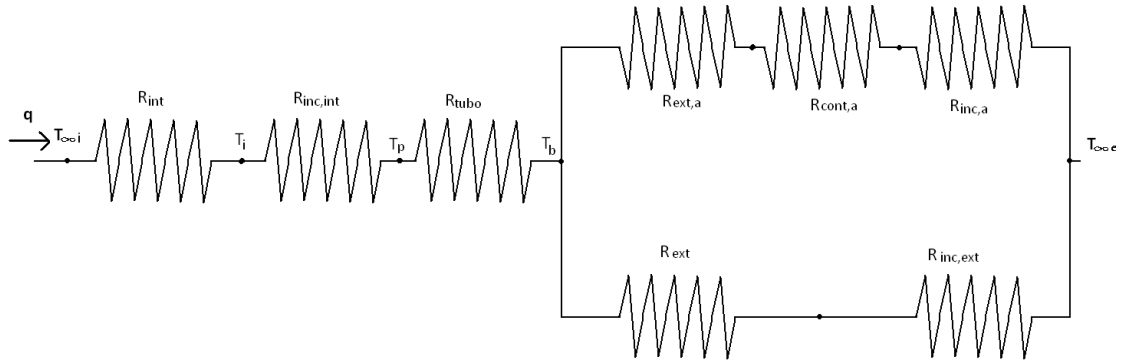


Figura - Circuito elétrico equivalente entre escoamento interno e externo ao tubo.

$$\frac{1}{R_{eq,ext}} = \frac{1}{R_{ext,a} + R_{cont,a} + R_{inc,a}} + \frac{1}{R_{ext} + R_{inc,e}} \quad 16.10$$

$$R_{eq,int} = R_{int} + R_{inc,i} \quad 16.11$$

$$R_{eq,total} = R_{eq,int} + R_{tubo} + R_{eq,ext} \quad 16.12$$

$$\frac{1}{(UA)_{eq,total}} = R_{eq,total} \quad 16.13$$

$$R_{ext,a} = \frac{1}{N\eta_a h_{ext} A_a} \quad 16.14$$

$$R_{cont,a} = \frac{R''_{ext,c}}{NA_{ext,b}} \quad 16.15$$

$$R_{inc,a} = \frac{R''_{ext,inc,a}}{NA_a} \quad 16.16$$

$$R_{ext} = \frac{1}{h(A_t - NA_a)} \quad 16.17$$

$$R_{inc,e} = \frac{R''_{ext,mc}}{(A_t - NA_a)} \quad 16.18$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln(R_2/R_1)}{2\pi L K_{cubo}} \quad 16.19$$

$$R_{inc,i} = \frac{R''_{int,inc}}{A_{int}} \quad 16.20$$

$$R_{int} = \frac{1}{2\pi R_{int} L h_{int}} \quad 16.21$$

17. Cálculo do coeficiente de película para o lado do casco de um trocador do tipo casco-e-tubo

1. Metodologia de Cálculo

O seguinte método é baseado no método de Bell-Delaware que reúne as seguintes características desejáveis:

- O método permite um cálculo rápido utilizando uma simples calculadora
- O método recomendado permite uma rápida programação do mesmo
- O método baseia-se no princípio de Tinker

2. Método de Tinker

O método de Tinkes leva em consideração os diversos fluxos dentro do trocador casco-e-tubo em virtude das chicanas, conforme pode ser observado na Figura .

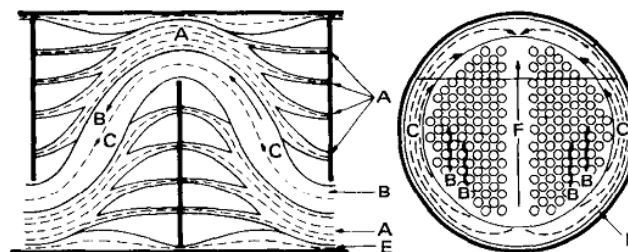


Figura - Diagrama esquemático da distribuição do fluxo para o escoamento do lado do casco que contém chicanas. (6)

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 perda de pressão entre cada trecho é dada por:

$$\Delta P_j = C k_j \left(\frac{\dot{m}_j}{A_j} \right)^2 \quad (17.1)$$

- $\dot{m}_j$ - vazão massa
- A_j - área do fluxo
- k_j - resistência entre fantos = $f(\dot{m}_j)$

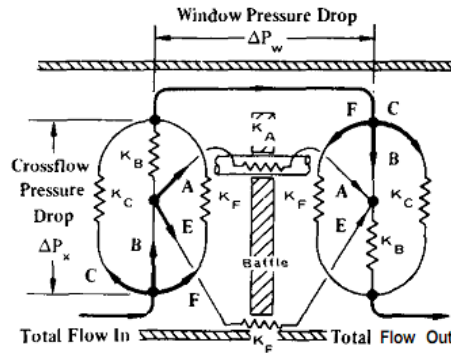


Figura - Modelo esquemático para o fluxo axial do casco e as resistências através de vazamentos pelos espaços da chicana. (6)

Observando a Figura :

$$\Delta P_c = \Delta P_f = \Delta P_b = \Delta P_x \quad (17.2)$$

$$\Delta P_a = \Delta P_e = \Delta P_x = \Delta P_w \quad (17.3)$$

ΔP_x e ΔP_w representam a perda de pressão do fluxo transversal e do fluxo axial

$$\dot{m} = \sum \dot{m}_j = \dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_c + \dot{m}_e + \dot{m}_f \quad (17.4)$$

$$\dot{m}_{pj} = \frac{Q_j}{\sum Q_j} \quad (17.5)$$

$$Q_j = A_j \sqrt{\frac{1}{k_j}}, \text{ para } j = B, C, F \quad (17.6)$$

$$Q_j = A_j \sqrt{\frac{1+Z}{K_j}}, \text{ para } j = A \text{ ou } E \quad (17.7)$$

$$Z = \frac{\Delta P_w}{\Delta P_x} \quad (17.8)$$

- F_j - é a fração máxima do fluxo total $\dot{m}$
- Q_j - constante relacionando o j para simplificação de cálculos

3. Nomenclatura

1. Tubos e geometria dos tubos

D_s [mm] – diâmetro interno do casco

D_t [mm] – diâmetro externo do casco

L_{tw} [mm] – espessura da parede do tubo

D_{ti} [mm] – diâmetro interno do tubo

λ_{tw} [W/mK] – condutividade térmica do material da parede do tubo

L_{tp} [mm] – distância entre tubos no sentido do escoamento

θ_{tp} graus – ângulo entre um tubo e uma seção e dois outros tubos na próxima seção transversal

Comprimento dos tubos (no casco)

L_{to} [mm] – comprimento total dos tubos

L_{ti} [mm] – comprimento interno dos tubos na região com chicanas

L_{ta} [mm] – comprimento efetivo dos tubos para a área de troca de calor L_{Zi}

2. Geometria das chicanas (no casco)

B_c [%] – corte das chicanas como porcentagem de D_s

L_{bc} [mm] – espaçamento entre as chicanas

L_{bi} [mm] – espaçamento entre chicana e espelho na entrada do fluido do casco

L_{bo} [mm] – espaçamento entre chicana e espelho na saída do fluido do casco

3. Bocal

CN (topo) – bocal do lado do casco

4. Tubos

N_{tt} - número de fusos de tubos no espelho

N_{tp} - número de passes nos tubos

N_{ss} - número de pares de selantes

CB (tipo) – define o tipo de fabricação dos tubos

L_{tb} [mm] – diferença entre diâmetro interno do furo da chicana e diâmetro externo do tubo

L_{sb} [mm] – diferença entre diâmetro interno do casco e diâmetro externo da chicana

L_{bb} [mm] – diferença entre diâmetro externo do tubo próximo ao casco e o diâmetro interno do casco

5. Temperatura

T_{si} [°C] – temperatura de entrada no casco

T_{so} [°C] – temperatura de saída do casco

T_{ti} [°C] – temperatura de entrada do tubo

T_{to} [°C] – temperatura de saída do tubo

6. Informações de processo do lado do casco

Na temperatura média do casco

ρ_s [kg/m³] – massa específica

λ_s [W/mK] – condutividade térmica

$(C_p)_s$ [J/kgK] – calor específico

η_s [mPa/s] – viscosidade dinâmica

$(R_f)_o$ [mK/W] – resistência a incrustação referente à superfície do lado do casco

7. Informações de processo do lado do tubo

Na temperatura média do tubo

ρ_t [kg/m³] – massa específica

λ_t [W/mK] – condutividade térmica

$(C_p)_t$ [J/kgK] – calor específico

η_t [mPa/s] – viscosidade dinâmica

$(R_f)_i$ [mK/W] – resistência a incrustação referente à superfície do lado do casco

8. Informações especiais

α_s [W/m²K] – coeficiente de película para o casco

α_t [W/m²K] – coeficiente de película para o tubo

$(\Delta P_s)_{\max}$ [kPa] – máxima perda de pressão admissível para o fluido do casco

$(\Delta P_t)_{\min}$ [kPa] – mínima perda de pressão admissível para o fluido do casco

$(v_t)_{\max}$ [m/s] – máxima velocidade admissível para o fluido do tubo

$(v_t)_{\min}$ [m/s] – mínima velocidade admissível para o fluido do tubo

D_t e D_s não devem ser escolhidos sem levar em consideração que as correlações não são corretas para grandes tubos montados dentro de pequenos cascos. A razão mínima entre D_t e D_s é:

$$\frac{D_s}{D_t} = 15 \quad (17.9)$$

A Figura mostra combinações recomendadas para casco e tubo

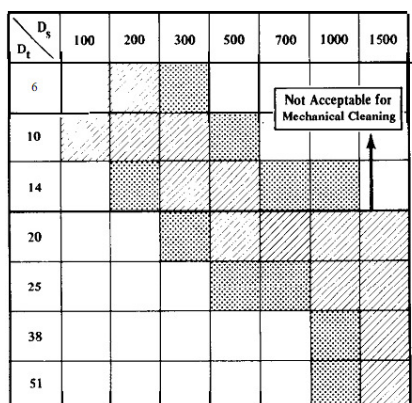


Figura - As áreas hachuradas são as preferíveis enquanto as pontilhadas são aceitáveis em situações específicas. As dimensões estão em milímetros. (6)

A Tabela exibe dimensões recomendadas para tubos com diâmetro externo, interno e espessura.

Tabela – Espessura de tubos, diâmetro interno e externo. (6)

Tube OD		Wail thickness			Tube ID		Outside surface	
in	mm	BWG gauge	in	mm	in	mm	ft ² /ft	m ² /m
0.250	6.350	22	0.028	0.711	0.194	4.928	0.066	0.020
		24	0.022	0.559	0.206	5.232		
0.375 ($\frac{3}{8}$)	9.525	18	0.049	1.245	0.277	7.036	0.098	0.030
		20	0.035	0.889	0.305	7.747		
		22	0.028	0.711	0.319	8.103		
0.500	12.700	18	0.049	1.245	0.402	10.211	0.131	0.040
		20	0.035	0.889	0.430	10.922		
0.625 ($\frac{5}{8}$)	15.875	16	0.065	1.651	0.495	12.573	0.164	0.050
		18	0.049	1.245	0.527	13.386		
		20	0.035	0.889	0.555	14.097		
0.750 ($\frac{3}{4}$)	19.050	12	0.109	2.769	0.530	13.462	0.196	0.060
		14	0.083	2.108	0.584	14.834		
		16	0.065	1.651	0.620	15.748		
		18	0.049	1.245	0.652	16.561		
		20	0.035	0.889	0.680	17.272		
0.875 ($\frac{7}{8}$)	22.225	14	0.083	2.108	0.709	18.008	0.230	0.070
		16	0.065	1.651	0.745	18.923		
		18	0.040	1.245	0.777	19.736		
		20	0.035	0.889	0.805	20.447		
1.000	25.400	12	0.109	2.769	0.782	19.863	0.230	0.070
		14	0.083	2.108	0.834	21.184		
		16	0.065	1.651	0.870	22.098		
		18	0.049	1.245	0.902	22.911		
1.250	31.750	10	0.134	3.404	0.982	24.943	0.327	0.100
		12	0.109	2.769	1.282	32.563		
		14	0.083	2.108	1.334	33.884		
		16	0.065	1.651	1.370	34.798		
2.0	50.8	12	0.109	2.769	1.782	45.26	0.523	0.16
		14	0.083	2.108	1.834	46.58		

$L_{tp}(S_t)$ é a distância entre 2 tubos projetados na seção frontal ao escoamento conforme a Figura

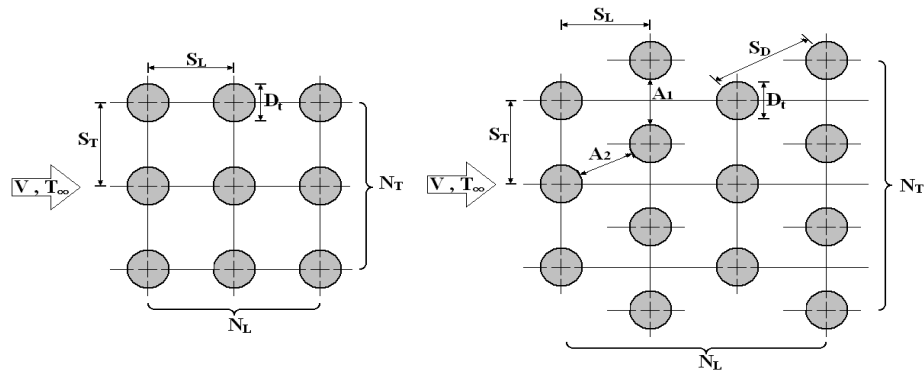


Figura – Configuração de tubos. (6)

A razão $\frac{L_{tp}}{D_t} \left(\frac{S_t}{D_t} \right)$ deve ser mantida entre 1,25 e 3 conforme (1) (2) ou entre 1,25 e 1,5 conforme (6).

θ_{tp} é o ângulo entre um tubo em um plano de escoamento e dois outros tubos em outro plano de escoamento. Se $\theta_{tp} = 90^\circ$, os tubos estão alinhados e se $\theta_{tp} \neq 0$, estão em quincôncio.

Os valores típicos de θ_{tp} são 30° , 45° , 60° e 90° .

A Figura mostra esse ângulos:

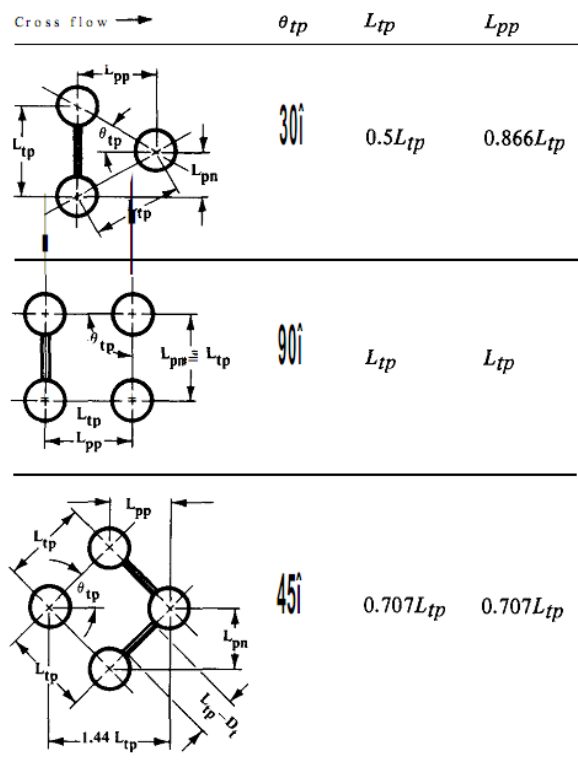


Figura – parâmetros básicos para disposição da geometria dos tubos. (6)

A Tabela mostra as situações nas quais se utiliza cada ângulo. (6)

Tabela – Comparação entre ângulos de tubos em seções sucessivas. (6)			
30°	45°	60°	90°
• Maior densidade • Maior troca de calor • Baixa queda de pressão • Seleção mais comum	• Reduz em 15° o número de tubos em relação a 30° • Permite limpeza externa facilitada • Baixa queda de pressão menos do que de 30°	• Evita utilizar fluxo laminar • Permite limpeza externa facilitada • Baixíssima queda de pressão	• Alta queda de pressão • Não é recomendado

L_{to} , L_{ti} e L_{ta} se relacionam ao comprimento do tubo, conforme a Figura .

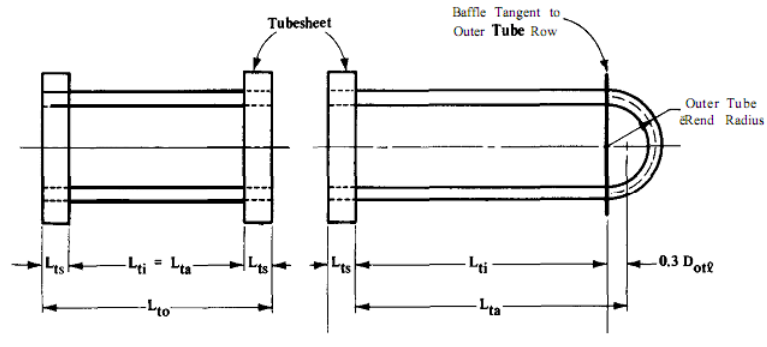


Figura - Definições de comprimento dos tubos. (6)

Com um espelho, $L_{to} = 2L_{ts} + L_{ti} = 2L_{ts} + L_{ta}$, com $L_{ti} = L_{ta}$

Com dois espelhos, $L_{to} = L_{ts} + L_{ti} = L_{ts} + L_{ta} - 0,3D_{outl}$, com $L_{ti} = L_{ta} - 0,3D_{outl}$

A espessura do espelho pode ser grosseiramente aproximada por

$$L_{ts} = 0,1D_s, \text{ sendo } (L_{ts})_{\min} = 25 \text{ mm} \quad (17.10)$$

Ou com uma aproximação melhor:

$$L_{ts} = 0,5D_s \sqrt{\frac{P_s}{\sigma_{ts}}} \quad (17.11)$$

com P_s - pressão no casco e σ_{ts} - tensão admissível no material do espelho

L_{ti} é considerado no cálculo de perda de pressão.

Para todos os tubos menos *U-tubes*:

$$L_{ti} = L_{ta} \quad (17.12)$$

E para *U-tubes*:

$$L_{ta} = L_{ti} + 0,3D_{outl} \quad (17.13)$$

A área transversal do corte da chicana L_{bch} sobre o diâmetro do casco define a dimensão da janela da chicana:

$$B_c = \left(\frac{L_{bch}}{D_s} \right) (100) \% \quad (17.14)$$

O ponto entre duas chicanas é dado por L_{bc} , com:

$$(L_{bc})_{\min} = 20\% \text{ ou } 50 \text{ mm}$$

$$(L_{bc})_{\min} = D_s$$

A Figura recomenda uma região para escolher B_c em função de L_{bc} com fluido com e sem mudança de fase.

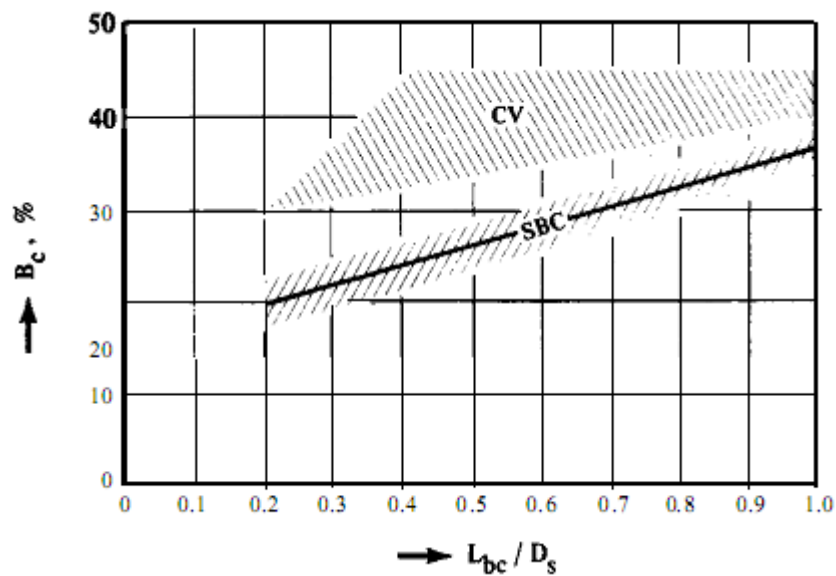


Figura – Cortes das chinas B_c recomendados como função da razão L_{bc}/D_s . SBC representa o corte indicado para fluxos sem mudança de fase enquanto CV é aplicado a condensadores/evaporadores. (6)

A TEMA estabelece:

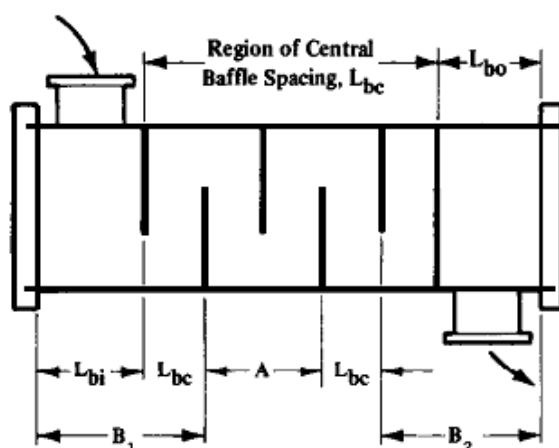
$$L_{bc,m\acute{a}x} = \frac{L_{b,m\acute{a}x}}{2} \quad (17.15)$$

Sendo que $L_{b,m\acute{a}x}$ é dado em função do diâmetro conforme a Tabela :

Tabela – $L_{b,m\acute{a}x}$ em função do diâmetro do tubo. (6)

D_t	Grupo A (materiais ferrosos)	Grupo B (materiais de cobre)
6-19 mm	$L_{b,m\acute{a}x} = 68D_t + 228$	$L_{b,m\acute{a}x} = 60D_t + 177$
19-51 mm	$L_{b,m\acute{a}x} = 52D_t + 532$	$L_{b,m\acute{a}x} = 46D_t + 436$

L_{bi} e L_{bo} estão relacionado à distância entre chicana de entrada e espelho de entrada e chicana de saída e espelho de saída, respectivamente conforme a Figura :


Figura – Esquema da distribuição dos passo das chicanas (L_{bc}) centrais e o L_b de entrada e saída. (6)

Se o espaçamento de chicanas for constant $L_{bc} = L_{bi} = L_{bo}$. No caso de grandes bocais de entrada ou saída L_{bi} ou L_{bo} podem precisar ser maiores, alterando o fator de correção J_s .

Existe um valor máximo para a velocidade nos bocais de entrada e saída. Essa velocidade está limitada devido a vibrações induzidas pelo escoamento.

Para proteger os tubos coloca-se um prato circular na área frontal do local a uma distância L_{ns} conforme a Figura :

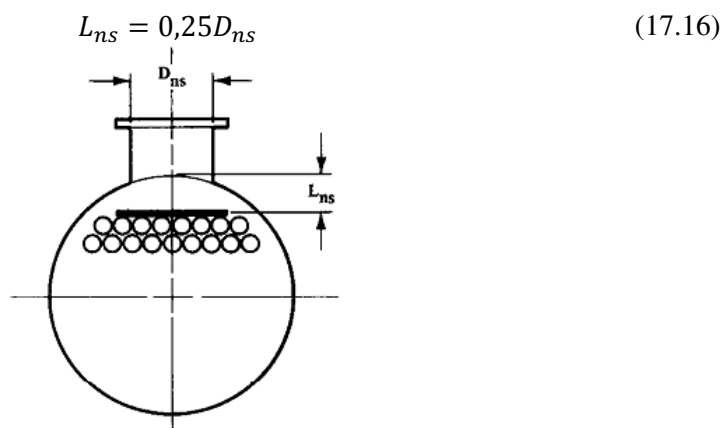


Figura – Esquema do arranjo da proteção para os tubos no caminho dos bocais de entrada e saída do casco.

A Velocidade máxima no local de entrada e saída pode ser calculado utilizando a Tabela :

Tabela – Velocidade máxima admissível na entrada e saída do casco. (6)

	$V_{máx}$	$V_{máx}$
Para líquidos não abrasivos	$\sqrt{\frac{2250}{\rho_s}}$	$\sqrt{\frac{4500}{\rho_s}}$
Para líquidos abrasivos ou líquidos em ponto de ebulição	$\sqrt{\frac{750}{\rho_s}}$	$\sqrt{\frac{1500}{\rho_s}}$

Com ρ_{sb} bifásico sendo

$$\rho_{sb} = \frac{1}{\frac{y}{\rho_{sv}} + \frac{1-y}{\rho_{sl}}}, \text{ sendo } y \text{ a fração de vapor} \quad (17.17)$$

O diâmetro do bocal é

$$D_{ns} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{M_s}{\rho_s V_{ns}}} \quad (17.18)$$

O diâmetro mínimo do bocal é

$$D_{ns,min} = 10^{-3} \sqrt{\frac{M}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \rho_s v_{ns,max}}} \quad (17.19)$$

O número total de tubos em um espelho é em função de:

- diâmetro do cano D_s ;
- diâmetro do tubo D_t e passo do tubo L_{tp} ;
- do tipo de chicana;
- do número de panes ($N_{tp} = 1$);
- omissão de tubos devido a proteções para bocais.

Recomenda-se, para tubos com uma pane:

$$N_{tt} = N_{tt} = \frac{0,78 D_{ct}^2}{C_1 (L_{tp})^2} \quad (17.20)$$

A Tabela indica os valores para C_1 :

Tabela – C_1 . (6)	
θ_{tb}	C_1
30°	0,866
45°	1
90°	1

Para mais de um passe ou prato na entrada ou na saída do trocador, outro procedimento deve ser adotado.

Como tanto o casco como a chicana podem conter alta rugosidade, foram sugeridas duas relações para L_{sb}

TEMA, valores indicados

$$L_{sb} = 1,6 + 0,004D_s \text{ [mm]} \quad (17.21)$$

TEMA, com mais segurança (maior espaço):

$$L_{sb} = 3,1 + 0,0040D_s \text{ [mm]} \quad (17.22)$$

Caso L_{sb} fique muito pequena, a chicana pode não entrar no casco por problemas de tolerância.

O L_{bb} é o comprimento entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo do tubo próximo ao casco. Ele é responsável pelo *bypass* transversal periférico.

Para calcular a área do área do *bypass* é necessário $D_{ot\ell}$

$$D_{ot\ell} = D_s - L_{bb} \quad (17.23)$$

Para calcular o diâmetro do centro do tubo mais próximo ao casco

$$D_{ct\ell} = D_s - (L_{bb} + D_t) = D_{ot\ell} - D_t \quad (17.24)$$

Essas relações ficam evidentes com a Figura :

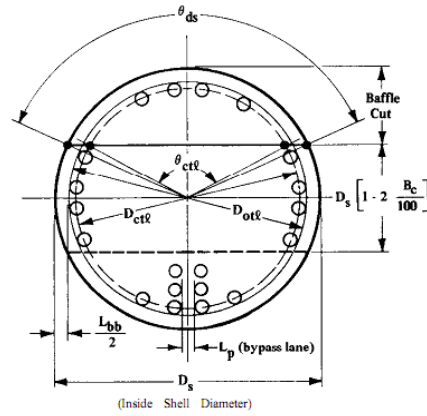


Figura – Relações geométricas fundamentais para a chicana. (6)

Para os cascos em que a passagem por *bypass* entre tubo e chicana aumente (por instalação de pratos ou distribuição de fluidos no casco) deve-se utilizar uma barra selante conforme a Figura .

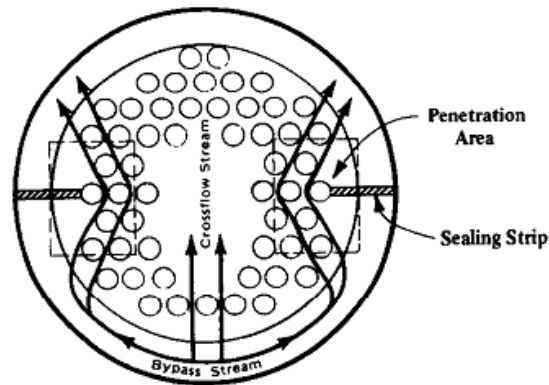


Figura – Escoamento típico em *bypass* com a presença de selantes (*sealing strips*) com $N_{ss}=1$. (6)

A boa prática manda utilizar um selante para cada quatro fileiras de tubos:

$L_{tb\text{ máx}}$ é o máximo de tolerância entre o diâmetro externo do tubo e o diâmetro interno da chicana.

$$L_{tb} = \begin{cases} D_{t,máx} \begin{Bmatrix} +0,7 \\ -0,0 \end{Bmatrix} - D_t, \text{ para } L_{b,máx} < 1000 \text{ mm} \\ D_{t,máx} \begin{Bmatrix} +0,4 \\ -0,0 \end{Bmatrix} - D_t, \text{ para } L_{b,máx} > 1000 \text{ mm} \end{cases}$$

$L_{tb\text{ máx}}$ é o diâmetro máximo do tubo e D_t é o diâmetro nominal do tubo.

L_{sb} é a diferença entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo da chicana.

T_{si} , T_{so} , T_{ti} e T_{to} são as temperaturas de entrada e saída para o casco e para o tubo, respectivamente.

São consideradas conhecidas:

- η é a viscosidade dinâmica da temperatura média do lado do tubo. Também é necessário saber a viscosidade da temperatura da parede para o lado do casco.
- $R_{f,o}$ e $R_{f,i}$ são as resistências de incrustação para o casco e para o tubo.

São obtidos na Tabela e na Tabela :

Tabela – Resistências devido a incrustação em diversos compostos orgânicos

Tipos de fluido	$m^2 \cdot ^\circ C / W$
Óleos industriais	0,00018
Óleo de recirculação limpo	0,00018
Óleos de máquinas ou de transformador	0,00053
Óleos vegetais	0,0007
Óleo de têmpera	0,00088
Óleo de combustível	
Gases e vapores industriais	0,000088
Vapores orgânicos	0,00088
Vapor de água (isento de óleos)	0,00088
Vapores de álcool	0,00088
Vapor de água, descarga	0,00018
Vapores refrigerantes	0,00035
Ar	0,00035
Líquidos industriais	
Orgânicos	0,00018
Líquidos refrigerantes	0,00018
Salmoura (refrigerante)	0,00018

Tabela - Resistências devido a incrustação em diversos compostos inorgânicos

	Velocidade da água 1ms ou menos $m^2 \cdot ^\circ C/W$	Velocidade da água superior a 1 m/s $m^2 \cdot ^\circ C/W$
Tipos de água:		
Água do mar	0,000088	0,000088
Destilada	0,000088	0,000088
Água tratada para alimentação de caldeira	0,00018	0,000088
Camisa de motor	0,00018	0,00018
Grandes Lagos (EUA)	0,00018	0,00018
Torre de resfriamento e tanque de aspersão		
Água de reposição tratada	0,00018	0,00018
Água sem tratamento	0,00053	0,00053
Sangria de caldeira	0,00035	0,00035
Água salobra	0,00035	0,00018
Água de rio		
Mínimo	0,00036	0,00018
Mississipi	0,00053	0,00035
Delaware, Schuylkill	0,00053	0,00035
East River e Baía de Nova Iorque	0,00053	0,00035
Canal sanitário de Chicaco	0,0041	0,00106
Lamacentas ou lodosa	0,00053	0,00035
Dura (acima de 15 grãos/galão)	0,00053	0,00053

α_s é o coeficiente de película para o casco e α_t , para o tubo.

$V_{t\ min}$ e $V_{t\ max}$ para gases e líquidos estão presentes na Tabela .

Tabela – Velocidades admissíveis no tubo

Líquidos	$V_{mín} = 0,9\ m/s$
Aço-carbono (liga de cobre e níquel)	$V_{máx} = 3,0\ m/s$
Ligas de aço	$V_{máx} = 5,0\ m/s$
Tubos de titânio	$V_{máx} = 6,0\ m/s$
Gases ou vapores	$V_{máx} = 25\ a\ 30\ m/s$

A área da seção transversal considerada para o cálculo da velocidade é a área da seção média do trocador de calor perpendicular à área do fluxo do casco. Sendo assim, a área é compreendida pelo diâmetro central sem a região dos tubos com a região do *bypass* multiplicado pelo plano entre as duas chicanas centrais. A área do fluxo encontra-se hachurada na Figura .

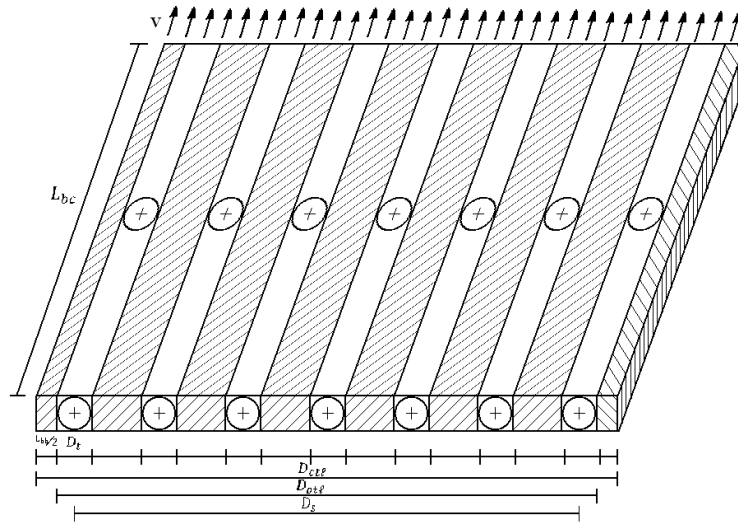


Figura – Regiões de troca de calor..

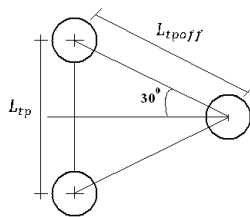
Região do *bypass*

$$A = L_{bc} \times L_{bb} = L_{bc} \times (D_s - D_{otl}) \quad (17.25)$$

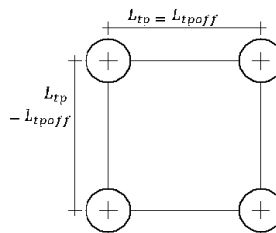
Região hachurada sem *bypass*

$$A = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (17.26)$$

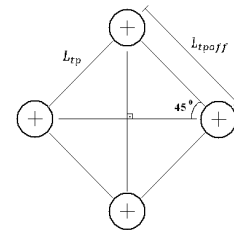
O L_{tpoff} leva em conta o lugar onde ocorre a maior velocidade.



$$L_{tpoff} = L_{tp} \sin 30^\circ = \frac{L_{tp}}{2}$$



$$L_{tpoff} = L_{tp}$$



$$L_{tpoff} = L_{tp} \sin 45^\circ = L_{tp} \frac{\sqrt{2}}{2}$$

Temperatura média

$$T_{s,av} = \frac{1}{2} (|T_{si} + T_{so}|) \quad (17.27)$$

$$T_{t,av} = \frac{1}{2} (|T_{ti} + T_{to}|) \quad (17.28)$$

Número de Reynolds do casco

$$\dot{m}_s = \frac{M_s}{S_m} \quad (17.29)$$

$$M_s = \dot{M} \quad (17.30)$$

$$Re_s = \frac{D_t \dot{m}_s}{\eta_s} = \frac{\dot{m} D_t}{\eta_a} \quad (17.31)$$

Número de Prandtl

$$Pr_s = \frac{C_{p,s} \eta_s}{\lambda_s} \quad (17.32)$$

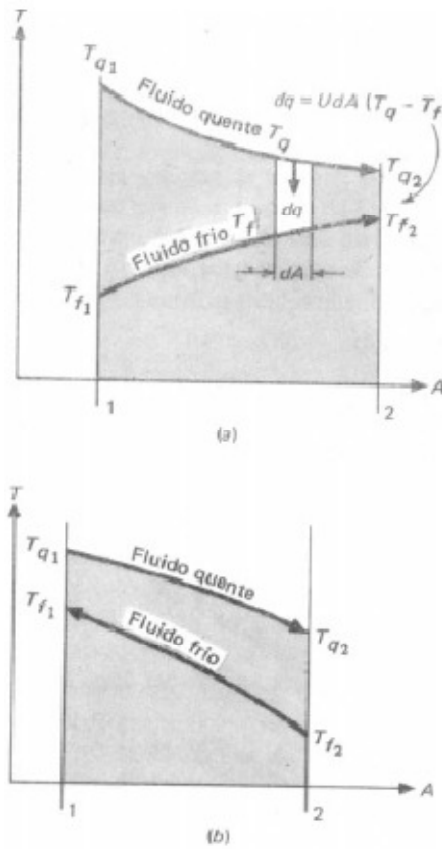


Figura - Média Logarítmica. (4)

Temperatura média logarítmica

$$q = UA \Delta T_m \quad (17.33)$$

$$dq = -\dot{m}_q C_q dT_q = \dot{m}_f C_f dT_f \quad (17.34)$$

$$dT_q = \frac{-dq}{\dot{m}_q C_q} \quad (17.35)$$

$$dT_f = \frac{dq}{\dot{m}_f C_f} \quad (17.36)$$

$$dT_q - dT_f = d(T_q - T_f) = -dq \left(\frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (17.37)$$

$$\frac{d(T_q - T_f)}{T_q - T_f} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) dA \quad (17.38)$$

$$1n \left(\frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right) = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (17.39)$$

$$q = UA \frac{(T_{q2} - T_{f2}) - (T_{q1} - T_{f1})}{1n \left(\frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right)} \quad (17.40)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{q2} - T_{f2}) - (T_{q1} - T_{f1})}{1n \left(\frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right)} \quad (17.41)$$

$$\dot{m}_f C_f = \frac{q}{T_{f1} - T_{f2}} \quad (17.42)$$

$$\dot{m}_q C_q = \frac{-q}{T_{q1} - T_{q2}} \quad (17.43)$$

Área total da superfície de troca de calor

$$A_z = \pi D_z L_{sa} N_{zz} \quad (17.44)$$

4. Princípios gerais do método

1. Coeficiente de película corrigido

A equação para o coeficiente de película do lado do casco é dada por:

$$\alpha_s = \alpha_i (J_c J_z J_b J_s J_r) \quad (17.45)$$

α_i é o coeficiente de transferência de calor para bancos de tubos simples. O valor supõe que o fluxo total dentro do casco atravessa a seção central do casco com o banco de tubos ali localizado.

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

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

J_t é devido a vazamentos entre o casco e a chicana e entre o tubo e a chicana. J_z 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 $R_{ce} < 20$.

2. Queda de pressão no tubo

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_ℓ 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 total é calculada a partir da queda de pressão de três componentes:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (17.46)$$

$$\cos\left(\frac{\theta_{ctl}}{2}\right) = \frac{D_s}{D_{ctl}} \left[1 - 2\left(\frac{B_c}{100}\right)\right]$$

$$\cos\left(\frac{\theta_{otl}}{2}\right) = \frac{D_s}{D_{otl}} \left[1 - 2\left(\frac{B_c}{100}\right)\right]$$

A área de fluxo através da janela da chicana sem considerar os tubos nela presentes é dada por:

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} (D_s)^2 \cdot \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\text{sen}(\theta_{ds})}{2\pi} \right) \quad (17.49)$$

F_w é a fração de tubos em uma janela e é dado por:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\text{sen}\theta_{ctl}}{2\pi} \quad (17.50)$$

Essa fração é equivalente à razão de área da janela sobre a área total.

A fração de tubos não presentes nas janelas superior e inferior das chicanas, ou seja, que atravessam todas as chicanas do casco, é dada por:

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (17.51)$$

A área da janela da chicana ocupada por tubos é

$$S_{wt} = N_{tt} F_w \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) = N_{tw} \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) \quad (17.52)$$

Sendo $N_{tw} = N_{tt} F_w$ o número de tubos na janela da chicana

Dessa forma, a área líquida (S_w) a qual o fluxo atravessa através da chicana é dada pela diferença entre a área total (S_{wg}) e a área dos tubos (S_{wt}):

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (17.53)$$

O diâmetro hidráulico da janela da chicana é

$$D_w = \frac{4\text{Área}}{\text{Perímetro Molhado}} = \frac{4S_w}{\pi D_t N_{tw} + \pi D_s \theta_{ds}/360} \quad (17.54)$$

O número de chicanas (N_b) é dado por uma relação entre o comprimento interno do tubo (L_{ti}) e o plano entre chicanas (L_{bc}):

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (17.55)$$

O número efetivo de tubos no escoamento transversal, que é o número de tubos presentes em todas as chicanas, é dado em função de L_{pp} presente na Figura :

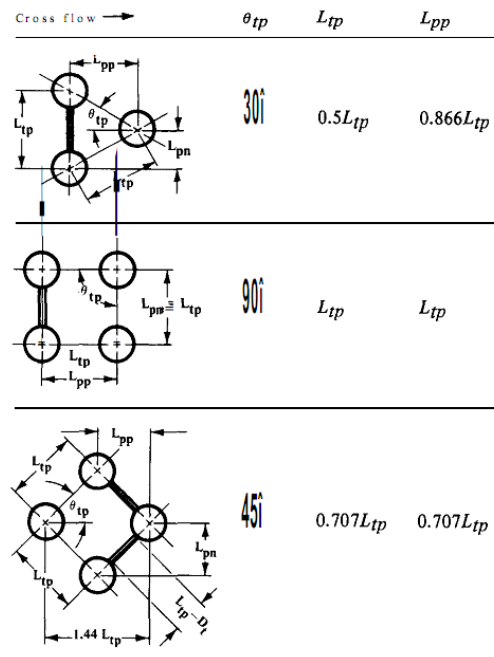


Figura – parâmetros básicos para disposição da geometria dos tubos. (6)

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \quad (17.56)$$

O número efetivo de tubos no escoamento transversal pela chicana é devido ao escoamento em uma pequena porção da área preenchida entre o corte da chicana e $D_{ct\ell}$, cujo comprimento denominado L_{wp} é dado por:

$$L_{wp} = 0,4 \left[D_s \left(\frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ct\ell}}{2} \right] \quad (17.57)$$

Sendo assim, o número efetivo de tubos é:

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \left[D_s \left(\frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ct\ell}}{2} \right] \quad (17.58)$$

O valor 0,4 indica que foi considerado que apenas uma porção de 40% de L_{wp} contém os tubos efetivos. Pode-se observar esse fato na Figura :

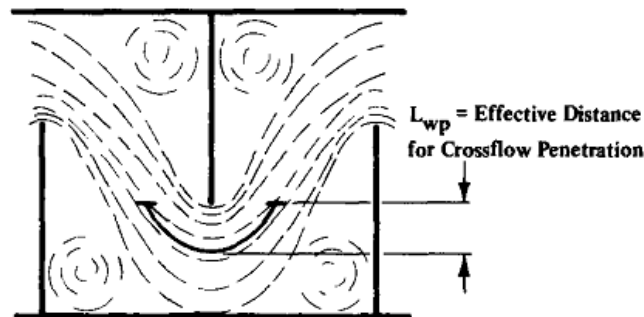


Figura – Diagrama mostrando a área efetiva de troca de calor para a janela da chicana. (6)

6. Áreas de vazamento

1. Vazamento entre feixes de tubo e casco e através de caminhos em bancos de tubos

A área de vazamento entre os feixes de tubos e o casco é a área principal por onde corre o vazamento. Essa área reduz o rendimento do trocador em até 30% quanto à transferência de calor enquanto reduz também a queda de pressão do trocador. Esse valor afeta distintamente os parâmetros J_b e R_b .

Esse valor também considera os selantes presentes no casco cuja quantidade utilizada é N_{ss} . Dessa forma, o fluxo de *bypass* na periferia fica limitado.

Além dessa área pode ocorrer um caminho central o feixe de tubos que não pode ser evitado no caso de trocadores com mais de um passe de tubos. Como esse *bypass* permite o contato com tubos em ambos os lados ele é mais efetivo. Além disso, esse *bypass* costuma ter um bloqueio mecânico semelhante aos selantes periféricos sendo, portanto, desprezado o

seu efeito nesse cálculo. Dessa forma, a área de *bypass* entre feixes de tubos e o casco é dado por:

$$S_b = L_{bc}[(D_s - D_{otl}) + L_{p\ell}] \quad (17.59)$$

Em que L_{bc} é o espaçamento/pano entre chicanas e $L_{p\ell}$ expressa o fluxo através dos tubos que “não” executam troca de calor. Na Figura pode-se observar S_b na área hachurada:

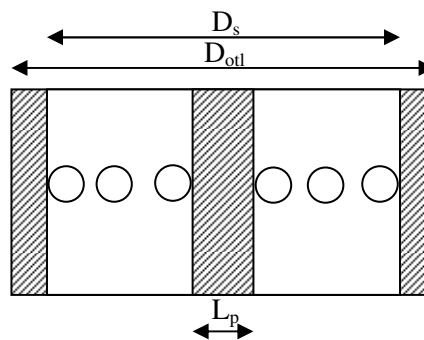


Figura – Área de vazamento na direção do escoamento. (6)

$L_{p\ell}$ é nulo para cálculos simplificados; igual a $\frac{L_p}{2}$ para uma aproximação melhor ou a critério do julgamento do engenheiro projetista.

A fração de área de *bypass* devido a feixe de tubos é dada por:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (17.60)$$

2. Superfície entre casco e chicana

A área de vazamento da chicana é dada por S_{sb} e é útil na determinação de J_e e R_e . O vazamento ocorre entre o diâmetro interno do casco e externo da chicana que é denominado L_{sb} .

$$L_{sb} = 1,6 + 0,004P_s \text{ (baixa tolerância)}$$

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \text{ (alta tolerância)}$$

Sendo assim:

$$S_{sb} = nD_s \left(\frac{L_{sb}}{2} \right) \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) = 0,00436D_s L_{sb} (360 - \theta_{ds}) \quad (17.61)$$

Na Figura pode-se observar esta área:

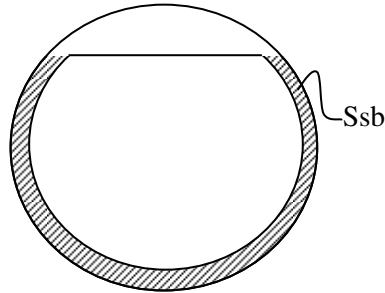


Figura – Área de vazamento entre casco e chicana. (6)

Quanto maior o vazamento, menor a troca de colar e menor a queda de pressão.

3. Vazamento entre tubos e chicanas

Esse fator permite o cálculo de J_e e R_e . Os valores recomendados para o espaço entre os tubos e a chicana são mostrados na Figura :

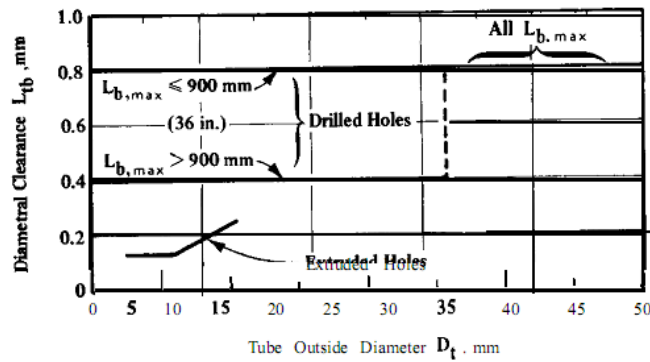


Figura – Espaçamento diametral típico entre tubos e chicanas. (6)

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(D_t + L_{tb})^2 - D_t^2] N_{tt} (1 - F_w) \quad (17.62)$$

Onde $N_{tt}(1 - F_w)$ é o número total de tubos multiplicados pela fração de tubos da chicana que é o total menos a fração da janela do corte da chicana.

7. Fatores de correção

1. Fatores de correção para a janela da chicana (J_c)

A seguinte equação é válida para $15\% \leq B_c \leq 43\%$:

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (17.63)$$

2. Fator de correção para vazamento através da chicana para transferência de calor J_ℓ e queda de pressão R_ℓ .

Os compartimentos impostos por chicanas forçam o fluxo através do espaço entre fusos e tubos e entre chicana e casco, podendo atingir 40% do vazamento. Dessas perdas a mais significativa é entre o casco e a chicana, sendo que a última não troca calor, e as que ocorrem entre o tubo e chicana, que troca calor.

Sabe-se que devido à incrustação o furo entre chicana e tubos pode desaparecer, perdendo esse vazamento e consequentemente aumentando a queda de pressão e a transferência de calor. O projetista deve avaliar o tubo limpo ($S_{tb} = 100\%$) e o tubo sujo ($S_{tb} = 0\%$).

Utilizam-se os seguintes valores na correlação:

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (17.64)$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (17.65)$$

A Figura e a Figura mostram R_ℓ e J_ℓ , respectivamente:

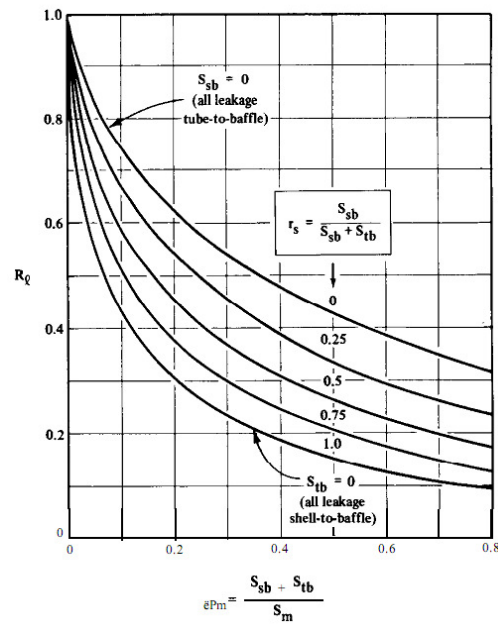


Figura – Correção para queda de pressão devido a vazamentos nas chicanas (fator R_i). (6)

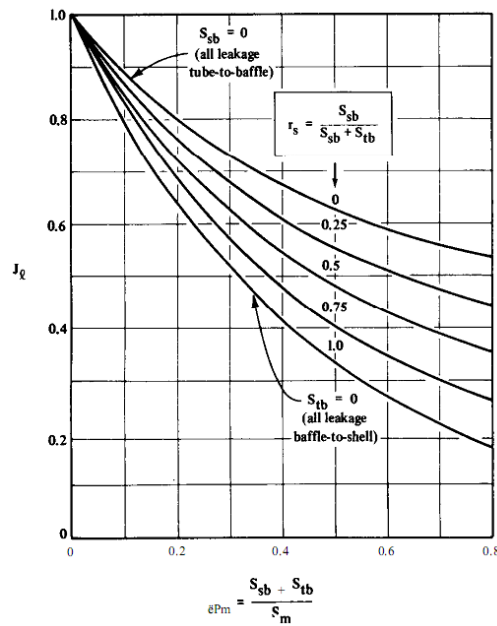


Figura – Fator de correção (J_z) para troca de calor para vazamentos como função de R_{lm} e R_s . (6)

A fim de usar em programas de computador, utiliza-se:

$$J_\ell = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]\exp(-2,2r_{lm}) \quad (17.66)$$

$$R_\ell = \exp[-1,33(1 + r_s)(r_{lm})^p] \quad (17.67)$$

$$\text{Onde } p = -0,15(1 + r_s) + 0,81$$

3. Fator de correção para bypass através do feixe de tubos

Esta perda está relacionada ao fluxo transversal através de caminhos livre entre regiões de tubos da zona periférica do casco e pode ser representado pela Figura e pela Figura .

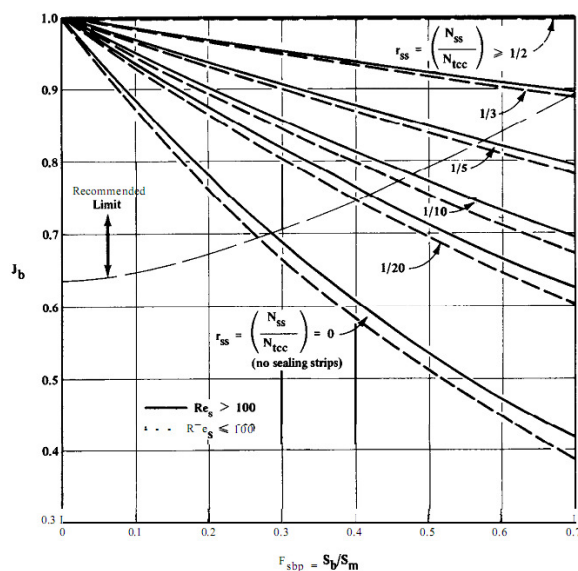


Figura – Fator de correção (J_b) para vazamento entre feixes de tubos e casco como função de F_{sbp} , considerando a influência de selantes. (6)

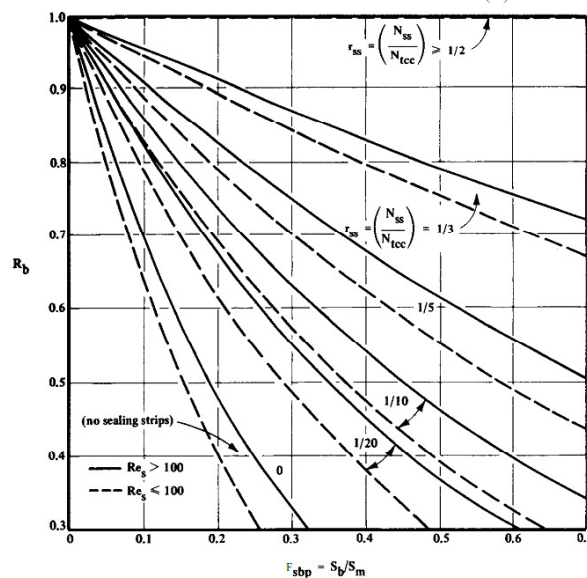


Figura – Fator de correção para queda de pressão (R_b) devido ao *bypass* entre casco e fileiras de tubos como função de F_{sbp} (6)

Nas figuras observa-se que para escoamento laminar ($Re < 100$) o *bypass* é ampliado para analisar as figuras é necessário determinar R_{ss} que é função do número de selantes (pares) em um feixe de tubos e N_{tcc} , que é o número de tubos que efetivamente costam a região entre os pares de selantes.

$$R_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (17.68)$$

$$J_b = \exp[-C_{bh}F_{sbp}(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})], \text{ com}$$

$$J_b = 1 \text{ para } r_{ss} \geq \frac{1}{2}, C_{bh} = 1,35 \text{ em fluxo laminar } (Re \leq 100) \text{ e}$$

$$C_{bh} = 1,25 \text{ e, fluxo turbulento } (Re > 100)$$

$$R_b = \exp[-C_{bp}F_{sbp}(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})], \text{ com}$$

$$R_b = 1 \text{ para } r_{ss} \geq \frac{1}{2}, C_{bp} = 4,5 \text{ em fluxo laminar } (Re \leq 100) \text{ e}$$

$$C_{bp} = 3,7 \text{ e, fluxo turbulento } (Re > 100)$$

4. Correção para gradiente adverso de temperatura em fluxo laminar

Utilizado em fluxos fortemente laminares ($Re \leq 20$).

$$\text{Para } Re \leq 20 \quad J_r = (J_r)_r = \left(\frac{10}{N_c}\right)^{0,18} = \frac{1,51}{N_c^{0,18}}$$

Para $20 < Re \leq 100$ faz-se uma interpolação linear

$$J_r = (J_r)_r + \left(\frac{20 - Re}{80}\right)[(J_r)_r - 1]$$

$$\text{Para } Re > 100 \quad J_r = (J_r)_r = 1$$

$$\text{Sendo } N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1)$$

5. Correção de transferência de calor devido a distâncias desiguais entre chicanas e espelhos de entrada e saída de chicanas intermediárias

Observando-se a Figura , vê-se que pode ser necessário considerar o passo da chicana de entrada e de saída diferente do passo das demais chicanas. Isso devido aos diâmetros dos bocais de entrada e saída.

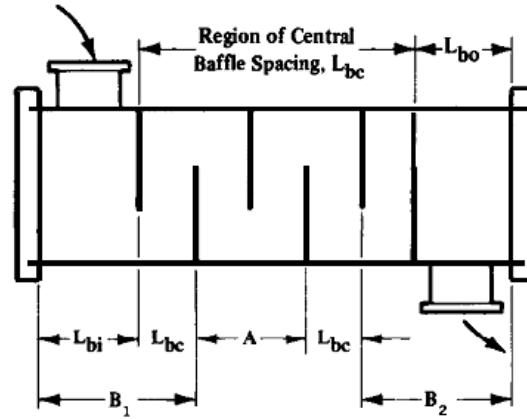


Figura – Desenho esquemático representando o passo entre as chicanas intermediárias, a de entrada e a de saída. (6)

Sendo L_{bi} a distância entre a chicana de entrada e o espelho, L_{bo} a distância entre a chicana de saída e o espelho e L_{bc} o passo das demais chicanas. Assume-se que a mudança de L_b para L_{bi} ou L_{bo} não é drástica e que, portanto,

$$\alpha_j \propto v_{m\acute{a}x}^n \left(\frac{1}{L_{bc}} \right)^n \begin{cases} n = 0,6 & (\text{fluxo turbulento}) \\ n = 1,3 & (\text{fluxo laminar}) \end{cases} \quad (17.69)$$

Agora deve-se definir a taxa média de transferência de calor para o casco com o coeficiente de película de entrada e de saída: $(\alpha_s)_i$ e $(\alpha_s)_o$, juntamente às áreas de transferência de calor de entrada e saída: $(A_o)_i$ e $(A_o)_o$ e com a área do trocador e com o coeficiente do trocador.

$$\alpha_s A_o = (\alpha_i)_i (A_o)_i + \alpha_i [A_o - (A_o)_i - (A_o)_o] + (\alpha_i)_o (A_o)_o \quad (17.70)$$

$$\text{Sabe-se que } \alpha_i = \alpha A_o$$

Nesse contexto, o método de correção pelos fatores J_s define

$$J_s = \frac{\alpha_s}{\alpha_i} = (\alpha_i)_i \left[\frac{(A_o)_i}{A_o} \right] + \frac{A_o - (A_o)_i - (A_o)_o}{A_o} + (\alpha_i)_o \left[\frac{(A_o)_o}{A_o} \right] \quad (17.71)$$

Sendo que:

$$\frac{\alpha_i}{(\alpha_i)_o} = \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}} \right)^n = (L_o^*)^n \quad (17.72)$$

$$\frac{\alpha_i}{(\alpha_i)_i} = \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}} \right)^n = (L_i^*)^n \quad (17.73)$$

Obtém-se:

$$\frac{A_o - (A_o)_i - (A_o)_o}{A_o} = \frac{N_b - 1}{L_i^* + (N_b - 1) + L_o^*} \quad (17.74)$$

Finalmente obtendo:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{(1-n)} + (L_o^*)^{(1-n)}}{(N_b - 1) + (L_i^*) + (L_o^*)} \quad (17.75)$$

Pode-se observar que $J_s = 1$ para o caso de $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ ou $L^* = L_i^* = L_o^* = 1$.

6. Correção de queda de pressão para passo de chicanas diferentes entre a entrada e saída

A perda de pressão é proporcional a L_{bc} na forma:

$$\Delta p_{bi} \propto \left(\frac{1}{L_{bc}} \right)^{2-n}, \text{ com } \begin{cases} n = 1 & (\text{regime laminar}, Re < 100) \\ n = 0,2 & (\text{regime turbulento}) \end{cases} \quad (17.76)$$

Dessa forma

$$R_s = \left(\frac{L_{bc}}{L_{bo}} \right)^{2-n} + \left(\frac{L_{bc}}{L_{bi}} \right)^{2-n} \quad (17.77)$$

Pode-se observar que

- para $L_{bc} = L_{bo} = L_{bi}$, $R_s = 2$

- para $L_{bo} = L_{bc} = 2L_{bi}$, $\begin{cases} R_s = 1,0 & \text{em regime laminar} \\ R_s = 0,57 & \text{em regime turbulento} \end{cases}$

8. Correlação para transferência de calor e queda de pressão em bancos de tubo

O método de Delaware leva em consideração feixes de tubos de geometria específica para trocadores de calor tipo casca-e-tubo, de forma que ocorrem incertezas consideráveis quando é utilizada uma correlação ordinária para feixes de tubos.

1. Determinando J_i e f_i

Dessa forma, foi estabelecido J_i e f_i para o tipo de banco de tubos utilizados por Delaware. As equações 17.81 e 17.82 estão representadas por Figura , Figura e Figura de forma a poder utilizar os valores presentes nos gráficos em computadores. Os valores para as constantes a_i e b_i estão na Tabela .

$$ii = (a_1) \left(\frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (17.78)$$

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

$$f_i = (b_1) \left(\frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (17.79)$$

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

Tabela – Coeficientes correlacionais para J_i e f_i . (6)

Layout angle	Reynolds number	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30i	10^5-10^4	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10^4-10^3	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10^3-10^2	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10^2-10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45i	10^5-10^4	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10^4-10^3	0.370	A1.396			0.333	-0.136		
	10^3-10^2	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10^2-10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.000	-1.000		
90i	10^5-10^4	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10^4-10^3	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10^3-10^2	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10^2-10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

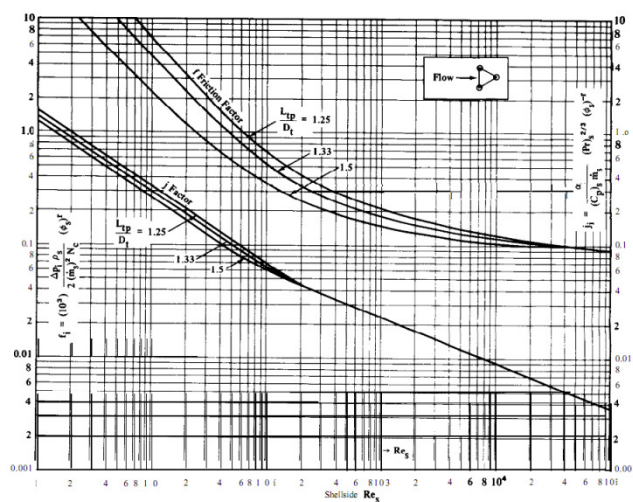


Figura – Banco de tubos ideal para obter os fatores j_i e f_i em um layout de 30°. (6)

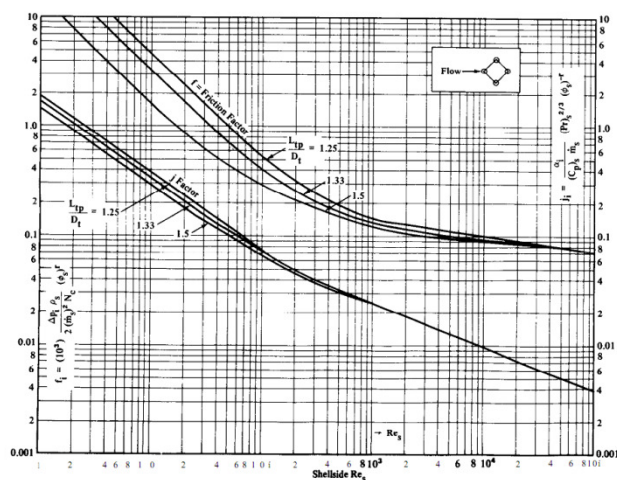


Figura - Banco de tubos ideal para obter os fatores j_i e f_i em um layout de 45°. (6)

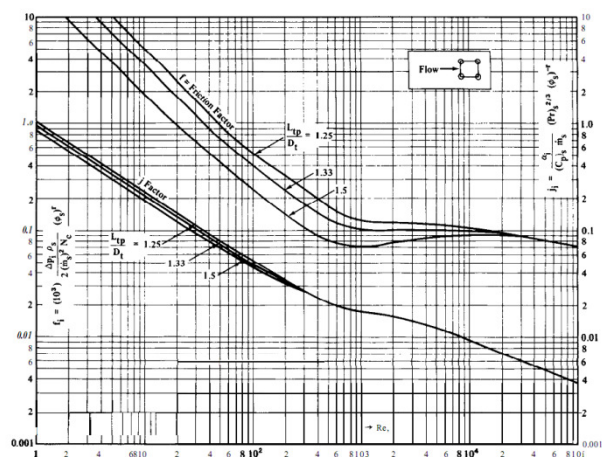


Figura - Banco de tubos ideal para obter os fatores j_i e f_i em um layout de 90°. (6)

2. Coeficiente de película ideal (α_i)

O feixe de tubos ideal é definido por

$$J_i = \frac{\alpha_i}{(C_p)_s \dot{m}_s} (Pr_s)^{2/3} (\Phi_s)^{-r} = \left(Re_s \frac{L_{tp}}{D_t} \right)$$

Para proceder no cálculo do coeficiente de película ideal deve-se seguir o seguinte procedimento:

- 1) A partir do número de Reynolds e calcular ou localizar f_i nos gráficos ou pelas relações anteriormente definidas
- 2) Calcular o coeficiente de película ideal por

$$\alpha_i = J_i (C_p)_s \dot{m}_s (Pr_s)^{-2/3} (\Phi_s)^r = 10 \quad (17.80)$$

Onde $(C_p)_s$ é o calor específico do lado do gás

$\dot{m}_s$ é a vazão máxima

Pr_s é o número de Prandtl para o casco

$(\Phi_s)^r$ é a correção do fato que leva em consideração a diferença de viscosidade do casco e na parede do tubo do cano

Para líquidos:

$$(\Phi_s)^r = \left(\frac{\eta_s}{\eta_{s,w}} \right)^{0,14} \quad (17.81)$$

Como para líquidos a viscosidade diminui com a temperatura $\Phi_s > 1$ para fluidos do casco esquentando e $\Phi_s < 1$ para fluidos do casco esfriando

Para gases esquentando

$$(\Phi_s)^r = \left(\frac{T_{s,av} + 273}{T_w + 273} \right)^{0,25} \quad (17.82)$$

Para gases esfriando

$$(\Phi_s)^r = 1, \text{ com } \Phi_s < 1 \text{ já que } T_w > T_{s_1 av} \quad (17.83)$$

Nesse ponto ainda não se conhece a temperatura da parede, podendo ser considerada para temperatura (T_w) da parede do tubo:

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \left(\frac{\alpha_t}{\alpha_s}\right)} \quad (17.84)$$

Onde $T_{t,av}$ e $T_{s,av}$ são as temperaturas médias do tubo e do casco

Para calcular a viscosidade do fluido na parede, sabendo outras duas velocidades, é possível fazer uma interpolação na forma:

$$\eta = a(T^b) \quad (17.85)$$

- 1) Terminar o cálculo do coeficiente de película ideal para o banco de tubos (α_i).
- 2) Comparar α_t e α_s com os utilizados em $T_{w\ell}$ recalculadas T_w e Φ_s .

3. Cálculo da queda de pressão ideal ΔP_i

O fator de fricção é dado por

$$f_i = (10^3) \frac{(\Delta P_i) \rho_s}{2(\dot{m}_s)^2 N_c} (\Phi_s)^r = f \left(Re_s, \frac{L_{tp}}{D_t} \right) \quad (17.86)$$

Sendo N_c o número de fileiras transversais na direção do escoamento (sendo igual a N_{tcc} e ΔP_i em [kPa].

O valor de f_i pode ser obtido nos gráficos ou em programas de computador pelas equações iniciais. Agora pode-se calcular a queda de pressão ideal ΔP_{bi} :

$$\Delta P_{bi} = 2(10^{-3}) f_i N_{tcc} \frac{(\dot{m}_s)^2}{\rho_s} (\Phi_s)^{-r} \quad (17.87)$$

18. Cálculo do coeficiente de película para o lado dos tubos de um evaporador com feixes de tubos verticais

Esse capítulo descreve o procedimento de cálculo para estimar o coeficiente de película para feixes de tubos onde ocorre evaporação contínua.

1. Estimar geometria do trocador

N_t - número de tubos

D_{zo} - diâmetro externo do tubo

D_{zi} - diâmetro interno do tubo

P_t - passo do tubo

L - comprimento do tubo

D_b - diâmetro do feixe de tubos

A - área de troca de calor baseada nas áreas externas do tubo

2. Porcentagem de vaporização

x - fração de vapor

T_v - temperatura de saída do vapor

$$T_v = x(T_d - T_b) + T_b \quad (18.1)$$

T_d - temperatura de saída seca

T_b - temperatura de formação de bolhas

W_v - vazão total de vapor

W_z - vazão total de líquidos

W_r - massa de vapor

W_t - massa total

$$W_v = Pot. \Delta h_{ev} \quad (18.2)$$

$$W_z = \frac{W_v}{x} \quad (18.3)$$

3. Calcular ΔP_{tp}

hipótese conservativa

$$\Delta H < L, \Delta H = \frac{\Delta P_{tp}}{\rho_e \cdot g} \quad (18.4)$$

4. Calcular o coeficiente de película para nucleação de bolhas

$$\dot{q} = \frac{Pot}{A} \quad (18.5)$$

$$F_p = 1,8 \frac{P_c^{0,17}}{\dot{q}} \quad (18.6)$$

$$P_r = \frac{P}{P_{crit}} \quad (18.7)$$

$$\alpha_{nb1} = 0,004.17 \cdot P_c^{0,69} \dot{q}^{0,7} F_p \quad (18.8)$$

$$F_c = e^{-0,027BR} \quad (18.9)$$

$$BR = T_d - T_b \quad (18.10)$$

$$\alpha_{nb} = \alpha_{nb1} \cdot F_c \quad (18.11)$$

5. Calcular o coeficiente de película convectiva do evaporador

$$X_{tt} = \left(\frac{1 - \frac{x}{2}}{\frac{x}{2}} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_e} \right)^{0,5} \left(\frac{\eta_e}{\eta_g} \right)^{0,1} = \left(\frac{\Delta P_e}{\Delta P_g} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (18.12)$$

$$F = 1, para \frac{1}{X_{tt}} \leq 0,1 \quad (18.13)$$

$$F = 2,35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736}, \text{ para } \frac{1}{X_{tt}} > 0,1 \quad (18.14)$$

$$\frac{\alpha_{cb}}{\alpha_{c\ell}} = F \quad (18.15)$$

$$\alpha_{cb} = F \alpha_{c\ell} \quad (18.16)$$

6. Calcular S

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} Re_{tp}} e Re_{tp} = Re_{\ell} F^{1,25} \quad (18.17)$$

$$W_{\ell} = W_t(1 - x) = W_v \frac{(1 - x)}{x} \quad (18.18)$$

$$Re_{\ell} = \frac{W_{\ell}/N}{\frac{\pi D_0^2 \eta_{\ell}}{4}} \quad (18.19)$$

W_{ℓ} - fração máxima de líquido

N - número de tubos

η_{ℓ} - viscosidade do líquido

7. Coeficiente de película α_b

$$\alpha_b = s \cdot \alpha_{nb} + \alpha_{cb} \quad (18.20)$$

8. LMTD

$T_{m\acute{a}x}$ - temperatura máxima admissível para o vapor

$$T_{adm} = 0,9 T_{m\acute{a}x} \quad (18.21)$$

19. Resultados

1. Hipóteses

Para os cálculos foram adotadas as seguintes hipóteses:

- Regime permanente
- Trocador de calor e Câmara de mistura adiabático
- Todos gases considerados gases perfeitos

2. Parâmetros de entrada utilizados para a turbina a gás

Tabela - Parâmetros de entrada utilizados para a turbina a gás.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade ou Comentário
Vazão de gás	$\dot{m}_{ar}$	200	m/s
Vazão de combustível	$\dot{m}_{comb}$	20	kg/h
Rendimento Compressor – Turbo-compressor	η_c	77%	
Rendimento Turbina – Turbo-compressor	η_{t1}	63%	
Eficiência combustor	η_{CC}	55%	
Rendimento Turbina 2 – Geradora de potência	η_{t2}	50%	
Salto de Pressão - Compressor	β_c	340%	
Queda de Pressão – câmara de combustão	β_{CC}	106%	
Queda de Pressão – Turbina 1	β_{t1}	230%	
Queda de Pressão – Câmara de Mistura	β_{CM}	110%	
Queda de Pressão – Turbina 2	β_{t2}		Calculado
Queda de Pressão – Lado Gás – Trocador de calor	β_{TCg}	105%	Estimado
Queda de Pressão – Lado Gás – Economizador	β_{ECg}	100,8%	Estimado
Queda de Pressão – Lado Gás – Evaporador	β_{EVg}	100,8%	Estimado
Queda de Pressão – Lado Gás – Super-aquecedor	β_{SAg}	100,8%	Estimado
Queda de Pressão – Lado Vapor – Trocador de Calor	β_{TCv}	130%	Estimado
Queda de Pressão – Lado Vapor – Economizador	β_{ECv}	104,5%	Estimado
Queda de Pressão – Lado Vapor – Evaporador	β_{EVv}	104,5%	Estimado
Queda de Pressão – Lado Vapor – Super-aquecedor	β_{SAv}	104,5%	Estimado
Temperatura Ambiente	T_{amb}	298,15	K
Pressão absoluta ou Ambiente	P_{amb}	82,63	kPa
Queima de combustível - QP	ζ_{QP}	100%	
Combustão completa (formação de CO ₂) – CP	ξ_{CP}	100%	
Combustível - Propano	H_b	11960	Kcal/kg

3. Propriedades calculadas

As propriedades estarão sempre relacionadas a posições específicas do sistema e o calor específico é utilizado no componente térmico que antecede a posição. Por exemplo, a Posição 3 está relacionada a posição entre a câmara de combustão e a turbina 1 e o calor específico será utilizado na câmara de combustão. Todos valores foram obtidos a partir das equações presentes nos capítulos 9 - Propriedades utilizadas no equacionamento dos componentes , 10 - Definindo as Propriedades da Mistura e Anexo B. A Figura mostra as Posições consideradas a seguir.

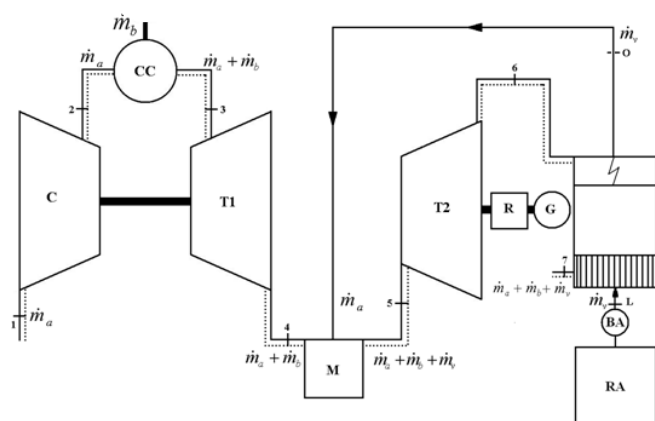


Figura - Posições do ciclo com HRSG.

Os valores coloridos estão relacionados a legenda:

Valor Inserido na Planilha
Valor Resultado da Planilha
Valor da Planilha do Trocador

1. Resumo Propriedades

Tabela - Resumo Propriedades 1.

Perda Pressão	Pa/Pb		340%	106%	230%		
Rendimento	η	77%		55%	63%		
Pressão	P	82630	82630	280942	265040	115235	Pa
Temperatura	T	298	459	459	1129	999	K
Vazão Mássica	mponto	0,1944	0,0056	0,2000	0,2000	0,2000	kg/s
Fração Mássica	mp	0,1944	0,0278	0,2000	0,2000	0,7777	kg/s
Vazão molar	Q	6,71E-03	1,26E-04	6,96E-03	6,96E-03	6,96E-03	kmol/s
Fração Molar	np	6,71E-03	1,84E-02	6,96E-03	6,96E-03	6,87E-01	kmol/s
Massa molar	M	28,965	44,096	28,715	28,715	28,715	kg/kmol
Cte dos Gases	R	287	188	289	289	289	J/kg K
Condut. Térmica	κ	0,031	0,027	0,056	0,072	0,068	W/mK
Cp molar	cp	0	91	0	0	0	J/kmol K
Cp mássico	cp	1010	2052	1141	1196	1186	J/kg K
m*Cp	m*Cp	196	11	228	239	237	J/K
Cv	cv	723	1864	851	906	896	J/kg K
Const. Politrop.	k	1,397	1,101	1,340	1,320	1,323	
Massa específica	ρ	1,548	2,357	1,462	0,604	0,368	kg/m ³
Volume específico	v	0,646	0,424	0,684	1,655	2,716	m ³ /kg
Visc. Dinâmica	μ	2,10E-5	2,43E-5	3,54E-5	4,45E-5	4,18E-5	SI
Visc. Cinemática	ν	1,36E-5	1,03E-5	2,42E-5	7,36E-5	1,13E-4	SI
Temp. Mínima	Tmin	298	298	459	459	982	K
Temp. Máxima	Tmax	459	459	1129	999	999	K
delta T (cp)		1-2	1-2	2-3	3-4	0-5	
Ponto		2	2	3	3	4	

Tabela - Resumo Propriedades 2.

Perda Pressão	Pa/Pb		110,0%	120,7%	105,0%	100,8%	100,8%	
Rendimento	η			50%	100%	100%	100%	
Pressão	P	115235	104759	86762	82630	84671	83985	Pa
Temperatura	T	951	982	961	334	777	385	K
Vazão Mássica	mponto	0,0572	0,2572	0,2572	0,2572	0,2572	0,2572	kg/s
Fração Mássica	mp	0,2223	0,2572	0,2572	0,0000	1,0499	0,0000	kg/s
Vazão molar	Q	3,17E-3	1,01E-2	1,01E-2	1,01E-2	1,01E-2	1,01E-2	kmol/s
Fração Molar	np	3,13E-1	1,01E-2	1,01E-2	0,00E+0	4,14E-2	0,00E+0	kmol/s
Massa molar	M	18,015	25,366	25,366	25,366	25,366	25,366	kg/kmol
Cte dos Gases	R	461	328	328	328	328	328	J/kg K
Condut. Térmica	κ	0,088	0,228	0,074	0,049	0,065	0,044	W/mK
Cp molar	cp	41	0	0	0	0	0	J/kmol K
Cp mássico	cp	2260	1425	1423	1320	1391	1297	J/kg K
m*Cp	m*Cp	129	366	366	339	358	334	J/K
Cv	cv	1798	1097	1095	992	1063	970	J/kg K
Const. Politrop.	k	1,257	1,299	1,299	1,330	1,308	1,338	
Massa específica	ρ	0,231	0,325	0,300	0,514	0,304	0,499	kg/m ³
Volume específico	v	4,329	3,074	3,330	1,946	3,293	2,005	m ³ /kg
Visc. Dinâmica	μ	4,15E-5	4,17E-5	3,03E-5	2,74E-5	2,84E-5	2,04E-5	SI
Visc. Cinemática	ν	1,80E-4	1,28E-4	1,01E-4	5,33E-5	9,36E-5	4,08E-5	SI
Temp. Mínima	Tmin	95	962 K	335		778	385	K
Temp. Máxima	Tmax	982	982	962		962	778	K
delta T (cp)		4/O-5	5-6	6-7		SA-EV	EV-RE	
Ponto		O	5	6	7	SA	EV	

Tabela - Resumo Propriedades 3.

Perda Pressão	Pa/Pb	100,8%	104%		104%	104%		
Rendimento	η	100%	100%	100%	100%	100%		
Pressão	P	83305	131388	125766	125766	120385	82630	Pa
Temperatura	T	335	298	364	371	951	298	K
Vazão Mássica	mponto	0,2572	0,0572	0,0572	0,0572	0,0572	0,0572	kg/s
Fração Mássica	mp	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	kg/s
Vazão molar	Q	1,01E-2	3,17E-3	3,17E-3	3,17E-3	3,17E-3	3,17E-3	kmol/s
Fração Molar	np	0,00E+0	0,00E+0	0,00E+0	0,00E+0	0,00E+0	0,00E+0	kmol/s
Massa molar	M	25,366	18,015	18,015	18,015	18,015	18,015	kg/kmol
Cte dos Gases	R	328	461	461	461	461	461	J/kg K
Condut. Térmica		0,027	0,643	0,683	0,024	0,055	0,605	W/mK
Cp molar	κ	0	0	0	34	37		J/kmol K
Cp mássico	cp	1235	4226	4225	1900	2064	4211	J/kg K
m*Cp	cp	318	242	241	109	118	241	J/K
Cv	m*Cp	908	3764	3763	1438	1602	3749	J/kg K
Const. Politrop.	cv	1,361	0,000	0,000	1,321	1,288	0,000	
Massa específica	k	0,712	953,427	953,783	0,715	0,483	962,649	kg/m ³
Volume específico	ρ	1,405	0,001	0,001	1,398	2,072	0,001	m ³ /kg
Visc. Dinâmica	ν	1,86E-5	2,61E-4	2,62E-4	1,22E-5	1,28E-5	2,97E-4	SI
Visc. Cinemática	μ	2,61E-5	2,74E-7	2,75E-7	1,71E-5	2,52E-5	3,09E-7	SI
Temp. Mínima	v	335 K	298	364	371	371	298	K
Temp. Máxima	Tmin	385	364	371	371	951	298	K
delta T (cp)	Tmax	RE-7						
Ponto	$\square$	RE						

2. Posição 1

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 1.

Ar Puro			Pressão	82630 Pa	280942 Pa	181786 Pa
0,1944 kg/s			Temperatura	298 K	459 K	379 K
			Posição	(1)	(2)	(média)
	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂	Ar	
Vazão Mássica	1,5E-01	4,5E-02	2,5E-03	1,2E-04	0,194	kg/s
Fração Mássica	75,5%	23,1%	1,3%	0,1%	0,194	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	1,4E-03	6,2E-05	2,7E-06	0,0067	kmol/s
Fração Molar	78,08%	20,95%	0,93%	0,04%	0,0067	kmol/s
Massa molar	28,0	32,0	39,9	44,0	29,0	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	287,1	J/kg K
κ	0,031	0,032	0,021	0,023	0,031	W/mK
Cp molar	29,1	30,0	20,8	40,4		kJ/kmol K
Cp mássico	1040	939	520	919	1010	kJ/kg K
Cv	744	679	312	730	723	kJ/kg K
k (polit.)	1,40	1,38	1,67	1,26	1,40	
ρ	1,50	1,71	2,14	2,35	1,55	kg/m ³
υ	0,668	0,585	0,468	0,425	0,646	m ³ /kg
vp1	1,034	0,905	0,725	0,658	100%	

3. Posição 2

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 2.

Mistura em 2		ar	0,195 kg/s	82630 Pa	280942 Pa	181786 Pa	
		comb	0,0056 kg/s	298 K	459 K	379 K	
				(1)	(2)	(média)	
	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂	C ₃ H ₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	4,5E-02	2,5E-03	1,2E-04	5,6E-03	0,200	kg/s
Fração Mássica	73,4%	22,5%	1,2%	0,1%	2,8%	0,200	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	1,4E-03	6,2E-05	2,7E-06	1,3E-04	0,0068	kmol/s
Fração Molar	76,64%	20,56%	0,91%	0,04%	1,84%	0,0068	kmol/s
Massa molar	28,0	32,0	39,9	44,0	44,1	29,2	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	188,6	284,3	J/kmol K
κ	0,031	0,032	0,021	0,023	0,027	0,031	W/mK
Cp molar	29,1	30,0	20,8	40,4	90,5		kJ/kmol K
Cp mássico	1040	939	520	919	2052	1039	J/kg K
Cv	744	679	312	730	1864	755	J/kg K
k (polit.)	1,40	1,38	1,67	1,26	1,10	1,38	
ρ	1,50	1,71	2,14	2,35	2,36	1,56	kg/m ³
υ	0,668	0,585	0,468	0,425	0,424	0,640	m ³ /kg
vp1	1,044	0,914	0,732	0,664	0,663	100%	

4. Posição 3

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 3.

Gases Combustos		ar	0,1944 kg/s	280942 Pa	265040 Pa	272991 Pa	X	0,0067	kmol/s
		comb	0,0056 kg/s	459 K	1129 K	794 K	Z	0,0001	kmol/s
				(2)	(3)	(média)			
	Y1	Y4	Y2	Y3	Y6	Y5	Y7		
Combustão	N₂	O₂	Ar	CO₂	CO	H₂O	C₃H₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	2,5E-02	2,5E-03	1,7E-02	0,0E+00	9,1E-03	0,0E+00	0,200	kg/s
Fração Mássica	73,4%	12,4%	1,2%	8,4%	0,0%	4,5%	0,0%	0,200	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	7,8E-04	6,2E-05	3,8E-04	0,0E+00	5,0E-04	0,0E+00	0,0070	kmol/s
Fração Molar	75,26%	11,15%	0,90%	5,47%	0,00%	7,24%	0,00%	0,0070	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	28,7	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	289,6	J/kmol K
κ	0,054	0,058	0,035	0,052	0,053	0,071	0,089	0,056	W/mK
Cp molar	30,9	33,5	20,8	50,8	31,8	38,7	152,0		kJ/kmol K
Cp mássico	1103	1047	520	1155	1136	2148	3448	1141	J/kg K
Cv	806	787	312	966	839	1686	3260	851	J/kg K
k (polit.)	1,37	1,33	1,67	1,20	1,35	1,27	1,06	1,34	
ρ	1,43	1,63	2,03	2,24	1,43	0,92	2,24	1,46	kg/m ³
v	0,701	0,614	0,492	0,446	0,701	1,091	0,446	0,684	m ³ /kg
vp1	1,025	0,897	0,719	0,652	1,025	1,594	0,651	100%	
% ar puro	78,08%	20,95%	0,93%	0,04%					

5. Posição 4

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 4.

Turbina 1		ar	0,1944 kg/s	265040 Pa	115235 Pa	190137 Pa	X	0,0067	kmol/s
		comb	0,0056 kg/s	1129 K	999 K	1064 K	Z	0,0001	kmol/s
	Y1	Y4	Y2	Y3	Y6	Y5	Y7		
	N₂	O₂	Ar	CO₂	CO	H₂O	C₃H₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	2,5E-02	2,5E-03	1,7E-02	0,0E+00	9,1E-03	0,0E+00	0,200	kg/s
Fração Mássica	73,4%	12,4%	1,2%	8,4%	0,0%	4,5%	0,0%	0,200	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	7,8E-04	6,2E-05	3,8E-04	0,0E+00	5,0E-04	0,0E+00	0,0070	kmol/s
Fração Molar	75,26%	11,15%	0,90%	5,47%	0,00%	7,24%	0,00%	0,0070	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	28,7	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	289,6	J/kmol K
κ	0,069	0,075	0,043	0,072	0,067	0,100	0,129	0,072	W/mK
Cp molar	32,2	35,0	20,8	55,2	33,5	41,9	180,8		kJ/kmol K
Cp mássico	1148	1094	520	1254	1194	2326	4100	1196	J/kg K
Cv	851	835	312	1065	898	1864	3912	906	J/kg K
k (polit.)	1,35	1,31	1,67	1,18	1,33	1,25	1,05	1,32	
ρ	0,59	0,67	0,84	0,93	0,59	0,38	0,93	0,60	kg/m ³
v	1,696	1,485	1,189	1,080	1,696	2,638	1,078	1,655	m ³ /kg
vp1	1,025	0,897	0,719	0,652	1,025	1,594	0,651	100%	

6. Posição 5

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 5.

Câmara de mistura		ar + comb	0,2000 kg/s	115235 Pa	104759 Pa	109997 Pa			
			0,0070 kmol/s	999 K	983 K	991 K			
				(4)	(5)	(média)			
	N₂	O₂	Ar	CO₂	CO	H₂O	C₃H₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	2,5E-02	2,5E-03	1,7E-02	0,0E+00	9,1E-03	0,0E+00	0,200	kg/s
Fração Mássica	73,4%	12,4%	1,2%	8,4%	0,0%	4,5%	0,0%	0,200	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	7,8E-04	6,2E-05	3,8E-04	0,0E+00	5,0E-04	0,0E+00	0,0070	kmol/s
Fração Molar	75,26%	11,15%	0,90%	5,47%	0,00%	7,24%	0,00%	0,0070	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	28,7	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	289,6	J/kmol K
κ	0,065	0,071	0,041	0,067	0,064	0,091	0,116	0,068	W/mK
Cp molar	31,9	34,9	20,8	54,3	33,2	41,0	174,8		kJ/kmol K
Cp mássico	1140	1090	520	1233	1184	2276	3965	1186	J/kg K
Cv	844	830	312	1044	887	1815	3777	896	J/kg K
k (polit.)	1,35	1,31	1,67	1,18	1,33	1,25	1,05	1,32	
ρ	0,37	0,43	0,53	0,59	0,37	0,24	0,59	0,38	kg/m ³
v	2,675	2,342	1,876	1,703	2,675	4,160	1,699	2,610	m ³ /kg
vp1	1,025	0,897	0,719	0,652	1,025	1,594	0,651	100%	

7. Posição 6

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 6.

Câmara de mistura				
vapor	0,2572 kg/s	104759 Pa	104759 Pa	
	0,01014 kmol/s	983 K	983 K	
		(4)	(5)	
	GASES	Vapor - H₂O		
Vazão Mássica	2,0E-01	5,7E-02	2,6E-01	kg/s
Fração Mássica	77,8%	22,2%	25,7%	kg/s
Vazão molar	7,0E-03	3,2E-03	1,0E-02	kmol/s
Fração Molar	68,70%	31,30%	1,01%	kmol/s
Massa Molar	28,7	18,0	25,4	kg/kmol
R	289,6	461,6	327,8	J/kmol K
κ	0,068	0,088	0,228	W/mK
Cp molar	0,0	40,7		kJ/kmol K
Cp mássico	1186	2260	1425	J/kg K
Cv	896	1798	1097	J/kg K
k (polit.)	1,32	1,26	1,30	
ρ	0,37	0,23	0,33	kg/m ³
v	2,716	4,329	3,074	m ³ /kg
vp1	0,883	1,408	1,000	

8. Posição 7 – Caso não houvesse recuperação de calor

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 7 – Sem recuperação – Ciclo LETE-USP.

Turbina 2		vapor	0,2572 kg/s	104759 Pa	86762 Pa	95760 Pa			
			0,0101 kg/s	983 K	962 K	972 K			
				(5)	(6)				
	N₂	O₂	Ar	CO₂	CO	H₂O	C₃H₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	2,5E-02	2,5E-03	1,7E-02	0,0E+00	6,6E-02	0,0E+00	0,257	kg/s
Fração Mássica	57,1%	9,7%	1,0%	6,5%	0,0%	25,8%	0,0%	0,257	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	7,8E-04	6,2E-05	3,8E-04	0,0E+00	3,7E-03	0,0E+00	0,0101	kmol/s
Fração Molar	51,70%	7,66%	0,62%	3,75%	0,00%	36,27%	0,00%	0,0101	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	25,4	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	327,8	J/kmol K
κ	0,064	0,070	0,041	0,065	0,063	0,089	0,113	0,074	W/mK
Cp molar	31,9	34,8	20,8	54,0	33,1	40,8	173,2		kJ/kmol K
Cp mássico	1138	1088	520	1227	1181	2263	3927	1423	J/kg K
Cv	841	828	312	1038	884	1802	3739	1095	J/kg K
k (polit.)	1,35	1,31	1,67	1,18	1,34	1,26	1,05	1,30	
ρ	0,33	0,38	0,47	0,52	0,33	0,21	0,52	0,30	kg/m ³
v	3,016	2,640	2,115	1,920	3,016	4,690	1,916	3,330	m ³ /kg
vp1	0,906	0,793	0,635	0,576	0,906	1,408	0,575	100%	

9. Posição 7

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 7.

Turbina 2 - Sem injeção de vapor		ar	0,1944 kg/s	115235 Pa	82630 Pa	98932 Pa			
		comb	0,0056 kg/s	999 K	971 K	985 K			
				(4)	(7)	(média)			
	Y1	Y4	Y2	Y3	Y6	Y5	Y7		
	N₂	O₂	Ar	CO₂	CO	H₂O	C₃H₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	2,5E-02	2,5E-03	1,7E-02	0,0E+00	9,1E-03	0,0E+00	0,200	kg/s
Fração Mássica	73,4%	12,4%	1,2%	8,4%	0,0%	4,5%	0,0%	0,200	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	7,8E-04	6,2E-05	3,8E-04	0,0E+00	5,0E-04	0,0E+00	0,0070	kmol/s
Fração Molar	75,26%	11,15%	0,90%	5,47%	0,00%	7,24%	0,00%	0,0070	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	28,7	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	289,6	J/kmol K
κ	0,065	0,071	0,041	0,066	0,064	0,090	0,115	0,067	W/mK
Cp molar	31,9	34,9	20,8	54,2	33,1	40,9	174,3		kJ/kmol K
Cp mássico	1140	1090	520	1231	1183	2272	3954	1185	J/kg K
Cv	843	830	312	1042	886	1811	3765	895	J/kg K
k (polit.)	1,35	1,31	1,67	1,18	1,33	1,25	1,05	1,32	
ρ	0,34	0,39	0,48	0,53	0,34	0,22	0,53	0,35	kg/m ³
v	2,962	2,593	2,077	1,886	2,963	4,607	1,882	2,890	m ³ /kg
vp1	1,025	0,897	0,719	0,652	1,025	1,594	0,651	100%	

10. Posição 7SA

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 7SA.

SuperAquecedor - Gás		vapor	0,2572 kg/s	86762 Pa	84671 Pa	85716 Pa			
			0,0101 kg/s	962 K	778 K	870 K			
				(6)	(7SA)				
	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂	CO	H ₂ O	C ₃ H ₈	Mistur a	
Vazão Mássica	1,5E-1	2,5E-2	2,5E-3	1,7E-2	0,0E+0	6,6E-2	0,0E+0	0,257	kg/s
Fração Mássica	57,1%	9,7%	1,0%	6,5%	0,0%	25,8%	0,0%	1,050	kg/s
Vazão molar	5,2E-3	7,8E-4	6,2E-5	3,8E-4	0,0E+0	3,7E-3	0,0E+0	0,0101	kmol/s
Fração Molar	51,70%	7,66%	0,62%	3,75%	0,00%	36,27%	0,00%	0,0414	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	25,4	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	327,8	J/kmol K
κ	0,059	0,064	0,038	0,058	0,058	0,076	0,096	0,065	W/mK
Cp molar	31,4	34,3	20,8	52,5	32,4	39,5	163,1		kJ/kmol K
Cp mássico	1120	1071	520	1194	1158	2194	3699	1391	J/kg K
Cv	823	811	312	1005	861	1733	3511	1063	J/kg K
k (polit.)	1,36	1,32	1,67	1,19	1,34	1,27	1,05	1,31	
ρ	0,34	0,38	0,48	0,53	0,34	0,22	0,53	0,30	kg/m³
v	2,981	2,610	2,091	1,898	2,982	4,636	1,894	3,293	m³/kg
vp1	0,906	0,793	0,635	0,576	0,906	1,408	0,575	100%	

11. Posição 7EV

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 7EV.

Evaporador		vapor	0,2572 kg/s	84671 Pa	83985 Pa	84328 Pa			
			0,0101 kg/s	778 K	385 K	581 K			
				(7SA)	(7EV)				
	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂	CO	H ₂ O	C ₃ H ₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	2,5E-02	2,5E-03	1,7E-02	0,0E+00	6,6E-02	0,0E+00	0,257	kg/s
Fração Mássica	57,1%	9,7%	1,0%	6,5%	0,0%	25,8%	0,0%	0,000	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	7,8E-04	6,2E-05	3,8E-04	0,0E+00	3,7E-03	0,0E+00	0,0101	kmol/s
Fração Molar	51,70%	7,66%	0,62%	3,75%	0,00%	36,27%	0,00%	0,0000	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	25,4	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	327,8	J/kmol K
κ	0,043	0,046	0,029	0,037	0,043	0,045	0,054	0,044	W/mK
Cp molar	29,9	31,9	20,8	46,6	30,4	36,3	125,2		kJ/kmol K
Cp mássico	1066	997	520	1059	1086	2013	2840	1297	J/kg K
Cv	769	737	312	870	789	1552	2652	970	J/kg K
k (polit.)	1,39	1,35	1,67	1,22	1,38	1,30	1,07	1,34	
ρ	0,55	0,63	0,79	0,87	0,55	0,35	0,87	0,50	kg/m³
v	1,816	1,590	1,273	1,156	1,816	2,823	1,154	2,005	m³/kg
vp1	0,906	0,793	0,635	0,576	0,906	1,408	0,575	100%	

12. Posição 7EC

Tabela - Cálculo Propriedades Posição 7EC.

Economizador		vapor	0,2572 kg/s	P=8398 5 Pa	83305 Pa	83645 Pa			
			0,0101 kg/s	T=385 K	335 K	360 K			
				(7EV)	(7EC)				
	N₂	O₂	Ar	CO₂	CO	H₂O	C₃H₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	2,5E-02	2,5E-03	1,7E-02	0,0E+00	6,6E-02	0,0E+00	0,257	kg/s
Fração Mássica	57,1%	9,7%	1,0%	6,5%	0,0%	25,8%	0,0%	0,000	kg/s
Vazão molar	5,2E-03	7,8E-04	6,2E-05	3,8E-04	0,0E+00	3,7E-03	0,0E+00	0,0101	kmol/s
Fração Molar	51,70%	7,66%	0,62%	3,75%	0,00%	36,27%	0,00%	0,0000	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	25,4	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	327,8	J/kmol K
κ	0,030	0,031	0,020	0,021	0,029	0,023	0,025	0,027	W/mK
Cp molar	29,1	29,9	20,8	39,8	29,3	34,1	87,0		kJ/kmol K
Cp mássico	1039	934	520	904	1045	1895	1972	1235	J/kg K
Cv	742	674	312	715	748	1433	1784	908	J/kg K
k (polit.)	1,40	1,39	1,67	1,26	1,40	1,32	1,11	1,36	
ρ	0,79	0,90	1,12	1,24	0,79	0,51	1,24	0,71	kg/m ³
υ	1,272	1,113	0,892	0,810	1,272	1,978	0,808	1,405	m ³ /kg
vp1	0,906	0,793	0,635	0,576	0,906	1,408	0,575	100%	

13. Trocador de Calor – Lado Vapor (Tubo)

Tabela - Lado Vapor (tubo).

Água	Economizador		Evaporador (líquido)		Evaporador (vapor)		Super-Aquecedor		Bomba	
0,0572 kg/s	(L)	(M_l)	(M_l)	(N_l)	(N_l)	(N_v)	(N_v)	(O)	(Amb)	(L)
Pa/Pb	104%		100%		104%		104%			
P(atm)=	1,3137	1,2577	1,2577	1,2577	1,2577	1,2039	1,2038	1,1525	0,8263	1,314
T(K)=	298,15	364,15	364	371,15	371	371,15	371,15	951,58	298,15	298,15
					Vapor		Vapor			
Vazão Mássica	0,0572		0,0572		0,0572		0,0572		0,0572	0,0572
Vazão molar	0,0032		0,0032		0,0032		0,0032		0,0032	0,0032
Massa Molar	18,02		18,02		18,02		18,02		18,02	18,02
R	461,56		461,56		461,56		461,56		461,56	461,56
κ	0,6429		0,6833		0,0242		0,0551		0,6050	0,6050
Cp molar					34 K		37 K			
Cp mássico	4226 K		4225 K		1900 K		2064 K		4211 K	4226 K
Cv	3764 K		3763 K		1438 K		1602 K		3749 K	3765 K
k (polit.)					1,321		1,288			
ρ	953,4		953,8		0,715		0,483		962,6	953,1
υ	0,001		0,001		1,398		2,072		0,001	0,001
μ	2,6E-04		2,6E-04		1,2E-05		1,2E-05		3,0E-04	2,6E-04
ν	2,736E-07		2,749E-07		1,711E-05		2,523E-05		3,088E-07	2,723E-07

14. Trocador de Calor – Lado Gás (Casco)

Tabela - Cálculo Propriedades - Lado Gás (casco).

Trocador de Calor - Gás		vapor	0,2572 kg/s	P=8676 2 Pa	82630 Pa	84696 Pa			
			0,0101 kg/s	T=962 K	335 K	648 K			
				(6)	(7)				
	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂	CO	H ₂ O	C ₃ H ₈	Mistura	
Vazão Mássica	1,5E-01	2,5E-02	2,5E-03	1,7E-02	0,0E+00	6,6E-02	0,0E+00	0,257	kg/s
Fração Mássica	57,1%	9,7%	1,0%	6,5%	0,0%	25,8%	0,0%	0,000	kg/s
Vazão molar	5,2E-3	7,8E-4	6,2E-5	3,8E-4	0,0E+0	3,7E-3	0,0E+0	0,0101	kmol/s
Fração Molar	51,70%	7,66%	0,62%	3,75%	0,00%	36,27%	0,00%	0,0000	kmol/s
Massa Molar	28,0	32,0	39,9	44,0	28,0	18,0	44,1	25,4	kg/kmol
R	296,8	259,9	208,1	188,9	296,9	461,6	188,6	327,8	J/kmol K
κ	0,046	0,049	0,030	0,042	0,045	0,054	0,066	0,049	W/mK
Cp molar	30,2	32,4	20,8	47,8	30,9	37,1	133,3		kJ/kmol K
Cp mássico	1080	1014	520	1086	1104	2057	3023	1320	J/kg K
Cv	783	754	312	897	807	1596	2835	992	J/kg K
k (polit.)	1,38	1,34	1,67	1,21	1,37	1,29	1,07	1,33	
ρ	0,57	0,65	0,81	0,89	0,57	0,36	0,89	0,51	kg/m ³
v	1,762	1,543	1,236	1,122	1,762	2,740	1,119	1,946	m ³ /kg
vpl	0,906	0,793	0,635	0,576	0,906	1,408	0,575	100%	

4. Resultados Turbina a gás

Nessa seção será descrito na forma de tabelas como cada uma das temperaturas do sistema foi obtida.

1. Obtendo T2 - Compressor

Tabela - Obtendo T2 no Compressor.

Tamb	25,00 °C
Rendim. - Comp.	77%
k	1,397
Bc=P2/P1	3,4
Tamb	298,15 K
T2iso	422,15 K
T2	459,19 K
P2	280942 Pa

2. Obtendo T3 – Câmara de Combustão

Tabela - Obtendo T3 na Câmara de Combustão.

combustível	mpto= 0,0056 kg/s
ar	mpto= 0,1944 kg/s
Combustível	Propano - C ₃ H ₈
Mcomb	44,096 kg/kmol
Poder Calorífico	50040640 J/kg
Poder Calorífico	11960 kcal/kg
Ignição Combustível	493 °C
cp2-3	1141 J/kg K
T2	186,04 °C
T2	459,19 K
Efic. Queim.	55%
T3	1129,40 K
T3	856,25 °C

3. Obtendo T4 – Turbina 1

Tabela - Obtendo T4 na Turbina 1.

T3	856,25 °C
Rendim. - Turb 1	63%
k	1,320
Bt1=P4/P3	2,3
T3	1129,40 K
T4iso	923,02 K
T4	999,38 K
T4	726,23 °C

4. Obtendo T5 – Câmara de Mistura

Tabela - Obtendo T5 na Câmara de Mistura.

	gás	vapor	mistura
mponto	0,200	0,057	0,257
cp	1185,763	2260,046	1424,538
T	999,377	951,580	
P	115235 Pa	115235 Pa	115235 Pa
ro	0,383	0,247	0,325
l/ro	2,610	4,054	0,325
Q	-3997,073	3997,073	

5. Obtendo T6 – Turbina 2 com trocador (gás + vapor)

Tabela - Obtendo T6 na Turbina 2 com recuperação de calor.

T5	709,37 °C	
m * cp	365,88	W/K
Rendim. Iso - Turb 2	50%	15.288 máx
P6	86762 Pa	
P5	104759 Pa	
k	1,300	
Bt2=P5/P6	1,21	
Potência Gerada	7644,108 W	
T5	982,52 K	
T6iso	940,74 K	
T6	961,63 K	
T6	688,48 °C	

6. Obtendo T6 – Turbina 2 sem trocador (gás)

Tabela - Obtendo T6 na Turbina 2 sem recuperação de calor.

T4	726,23 °C	
m * cp	239,14	W/K
Rendim. Iso - Turb 2	50%	13.516 máx
P5	104759 Pa	
P7	82630 Pa	
k	1,325	
Bt2=P5/P7	1,27	
Potência Gerada	6757,946 W	
T4	999,38 K	
T7iso	942,86 K	
T7	971,12 K	
T7	697,97 °C	

5. Parâmetros utilizados para os trocadores de calor

Na Tabela está descrito os parâmetros de entrada utilizados para o trocador de calor enquanto na Tabela os resultados. Os valores de máximo e mínimo foram retirados de (9) e (10).

Tabela - Parâmetros de entrada utilizados para os trocadores de calor.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Mínimo	Máximo	Unidade
$\Delta T_{\text{sub-cooling}}$	ΔT_{sc}	7	7	12	K
$\Delta T_{\text{pinch-point}}$	ΔT_{pp}	14	8	17	K
$\Delta T_{\text{approach-point}}$	ΔT_{ap}	10	8	17	K
Vazão mássica de gás	$\dot{m}_g$	200			g/s
Pressão de Evaporação	P_{evap}	1,1523			bar

6. Resultados Trocador de Calor

Tabela – Resultados obtidos para o trocador de calor.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade ou Comentário
Temperatura de Evaporação	T_{evap}	98	°C
$\Delta T_{\text{super-heating}}$	ΔT_{sh}	580	K
Vazão mássica de água	$\dot{m}_v$	57,16	g/s
Temperatura Ingresso Gás	T_6	688,5	°C
Temperatura Saída Gás	T_7	62	°C
Temperatura Ingresso Água	T_L	25	°C
Temperatura Saída Vapor	T_O	678,5	°C
Coef. Glob. Troca Calor - SA	UA_{SA}	565,7	W/K
Coef. Glob. Troca Calor – EV	UA_{EV}	1006,4	W/K
Coef. Glob. Troca Calor - EC	UA_{EC}	638,9	W/K

Na Figura é possível observar a variação do calor trocado em relação a temperaturas de interesse para o gás e para o vapor. Abaixo do gráfico está presente uma escala para compara a quantidade de calor trocado em cada um dos equipamentos presentes no trocador de calor. Na parte superior direita estão alguns valores comparativos.

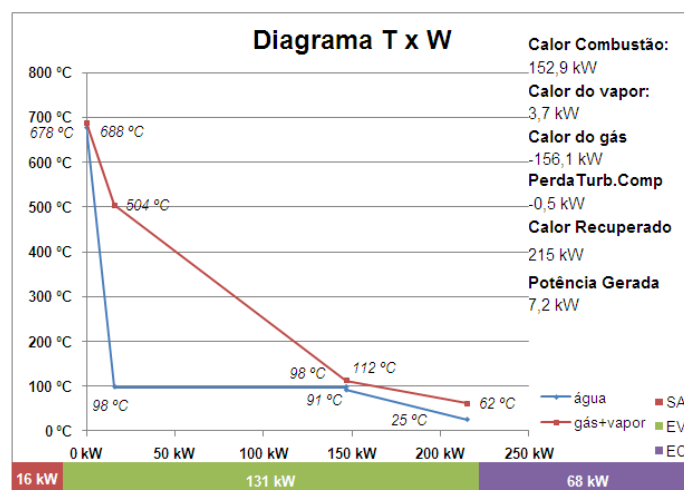


Figura - Diagrama T x W para o trocador de calor.

7. Check-List

Um check-list, conforme Tabela , deve ser verificado antes de utilizar os valores apresentados nesse capítulo até este ponto. O primeiro check compara a potência após o trocador ser instalado com a potência antes do trocador ser instalado e no caso de desconformidade será exibido “Aumentar Potência”. O segundo check compara a temperatura máxima do sistema T3 com um limite máximo, no caso 875 °C e no caso de desconformidade será exibido “Aumentar massa de ar ou diminuir massa de combustível”. O terceiro check compara a potência da turbina 1 e do compressor devendo a primeira ser maior ou muito próxima a segunda e no caso de desconformidade será exibido “Aumentar Relação de Pressão Turbina 1”. O quarto check compara a temperatura de entrada do gás com a temperatura de saída do vapor, não podendo a segunda ser maior que a primeira (escolhendo $\Delta T_{\text{approach-point}}$ não ocorre esse problema), e no caso de desconformidade será exibido “Reduzir super-aquecimento”. O quinto check verifica se a entalpia na entrada e a entalpia na saída da câmara de combustão é a mesma a menos do rendimento da câmara e caso não seja será exibido “Verificar câmara de combustão”. O sexto e penultimo check do trocador de calor revela se a câmara de mistura realmente está sendo isoentalpica (pode não ser por erro de iteração) e caso não seja será exibido “Verificar câmara de mistura”. Os último check está relacionado ao processo iterativo presente na planilha do Excel. Caso esse processo não seja feito corretamente esses trará a mensagem “Iterar Planilha”.

Tabela - Check-list trocador de calor

					Variação
1	Pot comTC / Pot semTC	OK	7644 kW	6758 kW	886 kW
2	T3max / T3	OK	Tmax= 875 °C	T3= 856 °C	19 °C
3	PotT1>PotC	Aumentar Rel Pressão Turbina 1	31093 kW	31632 kW	-539 kW
4	Tingas>Toutvapor	OK	688 °C	678 °C	10 °C
5	Hcomb=Hcc	OK	152902 kW	152902 kW	0 kW
6	dHcm=0	OK	3997 kW	-3997 kW	0 kW
7	Iterações	OK	0,001206702		

8. Economizador

1. Dados de entrada

Tabela - Dados de entrada para o economizador.

Tipo:	Aleta Circular	Água	Gás	
	Peconomizador	131387,68 Pa	83304,66 Pa	
	Tin	25,00 °C	112,00 °C	
	Tout	91,00 °C	61,82 °C	
	Vazão Mássica	57,16 g/s	257,16 g/s	
	Qponto	15,94 kW	-15,94 kW	
Vazão Mássica	mponto	0,0572	0,2572	kg/s
Fração Mássica	mp	0%	0%	kg/s
Vazão molar	Q	0,00317	0,01014	kmol/s
Fração Molar	np	0%	0%	kmol/s
Massa molar	M	18,02	25,37	kg/kmol
Cte dos Gases	R	461,560	327,796	J/kg K
Condut. Térmica	κ	0,643	0,027	W/mK
Cp molar	cp	0,000	0,000	J/kmol K
Cp mássico	cp	4225,618	1235,340	J/kg K
Cv	cv	3764,058	907,544	J/kg K
Const. Politrop.	k	0,000	1,361	
Massa específica	ρ	953,427 kg/m3	0,712 kg/m3	kg/m^3
Volume específico	v	0,001	1,405	m^3/kg
Visc. Dinâmica	μ	2,61E-04	1,86E-05	N s/m^2
Visc. Cinemática	v	2,74E-07	2,61E-05	SI
Temp. Mínima	Tmin	298,150	334,973	K
Temp. Máxima	Tmax	364,150	385,154	K
Q		0,0001	0,3612	m^3/s
Prandtl		1,714	0,846	

Tabela - Cálculo da temperatura média logarítmica e UA do economizador.

DT1	36,8 °C
DT2	21,0 °C
DTml	28,2 °C
Q	15,94 kW
UA	565,72 W/K

2. Geometria

Tabela - Geometria do economizador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade Comentário
Tipo de aletas		Circular	
Aqua-tubular/Flamo-tubular		Aqua-tubular	
Diâmetro Interno do Tubo	D_{ext}	1/4	pol
Diâmetro Externo do Tubo	D_{int}	0,194	pol
Espessura do Tubo	t_t	0,711	mm
Passes de tubos no casco	N_{tp}	1	
Diâmetro Interno do Casco	D_{sext}	96,1	mm
Diâmetro Externo do Casco	D_{sint}	101,6	mm
Espessura do Casco	t_s	2,77	mm
Comprimento do tubo	L_{to}	2,500	m
Espessura dos Espelhos	L_{ts}	0,025	m
Comprimento de troca de calor	L_{ti}	2,45	m
Distância entre espelhos	L_{ta}		
Número de Tubos	N_{tt}	13	
Passo do Tubo/Diâmetro externo do Tubo	L_{tp}/D_t	4,5	
Passo entre Tubos	L_{tp}	21,43	mm
Ângulo dos Tubos	θ_t	30°	graus
Corte Chicana/Diâmetro interno do Casco	B_c	30%	
Número de Chicanas	N_b	2	
Passo entre Chicanas	L_{bc}	0,817	m
Distância entre Chicana e Espelho na entrada	L_{bi}	0,817	m
Distância entre Chicana e Espelho na saída	L_{bo}	0,817	m
Folga entre Chicana e tubo	L_{tb}	0,0085	mm
Folga entre Chicana e casco	L_{sb}	0,0031	mm
Número de Selantes (sealing strips)	N_{ss}	1	
Com/sem proteção na entrada saída casco		Sem proteção	

Material do Tubo	Ferro Fundido		
Quantidade de aletas	N_{aletas}	1900	
Espessura da Aleta	t	0,00065	mm
Altura da Aleta	L	0,0078	mm
Resistência de contato das aletas com tubo		70,57	W/mK
Resistência devido a Incrustação nos tubos	$R''_{\text{inc,int}}$	0,00018	$\text{m}^2 \text{ K/W}$
Resistência devido a Incrustação nas aletas	$R''_{\text{inc,ext}}$	0,00018	$\text{m}^2 \text{ K/W}$
Tipo de fabricação dos tubos	Tubo estirado		

3. Valores dos Intermediários

Tabela - Valores calculador para o economizador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Fração de Tubos na Janela	F_w	20%	
Fração de Tubos na Chicana	F_c	60%	
Área de escoamento do casco	S_m	0,04	m^2
Área de escoamento da janela	S_w	0,00346	m^2
Reynolds do Casco	Re_s	1987	
Área de vazamento Chicana/Casco	S_{sb}	0,001	m^2
Área de vazamento Chicana/tubo	S_{tb1}	0,00004	m^2
Area total de vazamento chicana/tubo	S_{tb}	0,00323	m^2
Fator de correção para fluxo na chicana	J_c	1,045	SI
Fator de correção para vazamento na chicana	J_i	0,0123	SI
	J_b	0,9376	SI
Correção para gradiente adverso de temperatura para Re baixo	J_r	1	SI
Correção para passo de entrada e saída da chicana	J_s	1	SI
Correção para tipo de arranjo	j_i	0,0123	SI
Coeficiente de película ideal para o casco	h_i	94,44	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
	h_s	98,75	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
Fator de correção para vazamento na chicana	R_i	0,86	SI
	R_b	0,9376	SI
Correção para passo de entrada e saída da chicana	R_s	2	SI
Coeficiente de Darcy para o casco	f_i	0,0459	

Correção para viscosidade no casco	ϕ_s	1	SI
Coefficiente de Darcy para o tubo	f	0,036	
Vazão mássica tubo	$\dot{m}_t$	4,4E-3	kg/s
Vazão volumétrica tubo	Q_t	4,4E-6	m ³ /s
Número de Nusselt para o tubo	Nu_{Dt}	34,193	
Número de Reynolds para o tubo	Re_t	6426	
Coefficiente de película para o tubo	h_{int}	6581,75	W/m ² K
Rugosidade Relativa	ε_{rt}	0,045%	

4. Resultados

Tabela - Resultados para o economizador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Área interna de troca	A_{int}	0,3	m ²
Área externa de troca	A_{ext}	15,4	m ²
Resistência total da aleta	R_{aleta}	0,00982	K/W
Resistência da aleta	$R_{ext,aleta}$	0,00967	K/W
Resistência no contato da aleta-tubo	$R_{cont,aleta}$	0,00000	K/W
Resistência de incrustação da aleta	$R_{inc,aleta}$	0,00014	K/W
Resistência total da base não aletada do tubo	R_{base}	0,56698	K/W
Resistência da base não aletada do tubo	R_{ext}	0,55708	K/W
Resistência a incrustação da base não aletada do tubo	$R_{inc,ext}$	0,00990	K/W
Resistência equivalente externa	R_{eqext}	0,00965	K/W
Resistência a condução no tubo	R_{tubo}	0,00033	K/W
Resistência equivalente interna	$R_{eq\ int}$	0,01291	K/W
Resistência interna	R_{int}	0,00591	K/W
Resistência interna a incrustação	$R_{int,inc}$	0,00700	K/W
Resistência térmica total	R_{total}	0,02289	K/W
UA real do trocador de calor	(UA)real	568	W/K
UA necessário para o trocador de calor	UA	565,72	W/K
Perda de pressão para banco de tubos ideal	dP_i	3,89	Pa
Perda de pressão para banco de tubos	dP_c	3,31	Pa
Perda de pressão na chicana	dP_w	1848,93	Pa

Perda de pressão na entrada e saída	dP_e	10,95	Pa
Perda de pressão total para o casco	dP_t	1863,19	Pa

5. Gráfico dos Resultados



Figura - Resultados economizador.

9. Super-aquecedor

1. Dados de entrada

Tabela - Dados de entrada para o super-aquecedor.

Tipo:	Aleta Axial	Água	Gás
	Psuper-aquec	120385 Pa	84670,55 Pa
	Tin	98,00 °C	688,48 °C
	Tout	678,43 °C	504,43 °C
	Vazão Mássica	57,16 g/s	257,16 g/s

	Q _{ponto}	68,45 kW	-65,81 kW
Vazão Mássica	m _{ponto}	0,0572	0,2572
Fração Mássica	mp	0%	105%
Vazão molar	Q	0,00317	0,01014
Fração Molar	np	0%	4%
Massa molar	M	18,02	25,37
Cte dos Gases	R	461,560	327,796
Condut. Térmica	κ	0,055	0,065
Cp molar	cp	37,183	0,000
Cp mássico	cp	2063,985	1391,063
Cv	cv	1602,425	1063,267
Const. Politrop.	k	1,288	1,308
Massa específica	ρ	0,483 kg/m ³	0,304 kg/m ³
Volume específico	v	2,072	3,293
Visc. Dinâmica	μ	1,22E-05	2,84E-05
Visc. Cinemática	ν	2,52E-05	9,37E-05
Temp. Mínima	T _{min}	371,150	777,583
Temp. Máxima	T _{max}	951,580	961,631
Q		0,1184	0,8467
Prandtl		0,456	0,604

Tabela - Cálculo da temperatura média logaritmica e UA do super-aquecedor.

DT1	406,4 °C
DT2	10,1 °C
DT _{ml}	107,1 °C
Q	68,45 kW
UA	638,9 W/K

2. Geometria

Tabela - Geometria do super-aquecedor.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade	Comentário
Tipo de aletas		Circular		
Aqua-tubular/Flamo-tubular		Aqua-tubular		
Diâmetro Interno do Tubo	D _{text}	0,194	pol	
Diâmetro Externo do Tubo	D _{tint}	1/4	pol	
Espessura do Tubo	t _t	0,711	mm	

Passes de tubos no casco	N _{tp}	1	
Diâmetro Interno do Casco	D _{sext}	4,928	mm
Diâmetro Externo do Casco	D _{sint}	6,53	mm
Espessura do Casco	t _s	5,9	mm
Comprimento do tubo	L _{to}	1,490	m
Espessura dos Espelhos	L _{ts}	0,025	m
Comprimento de troca de calor	L _{ti}	1,44	m
Distância entre espelhos	L _{ta}		
Número de Tubos	N _{tt}	127	
Passo do Tubo/Diâmetro externo do Tubo	L _{tp} /D _t	2,5	
Passo entre Tubos	L _{tp}	0,0159	mm
Ângulo dos Tubos	θ _t	30°	graus
Corte Chicana/Diâmetro interno do Casco	B _c	25	%
Número de Chicanas	N _b	2	
Passo entre Chicanas	L _{bc}	0,48	m
Distância entre Chicana e Espelho na entrada	L _{bi}	0,48	m
Distância entre Chicana e Espelho na saída	L _{bo}	0,48	m
Folga entre Chicana e tubo	L _{tb}	3,7	m
Folga entre Chicana e casco	L _{sb}	3,1	m
Número de Selantes (sealing strips)	N _{ss}	3	
Com/sem proteção na entrada saída casco		Sem proteção	
Material do Tubo		3% Ni 0,7% Cr 0,6% Mo	
Quantidade de aletas	N _{aletas}	8	
Espessura da Aleta	t	0,001	m
Altura da Aleta	L	0,003	m
Resistência de contato das aletas com tubo		22,15	W/mK
Resistência devido a Incrustação nos tubos	R'' _{inc,int}	0,00018	m ² K/W
Resistência devido a Incrustação nas aletas	R'' _{inc,ext}	0,00018	m ² K/W
Tipo de fabricação dos tubos		Tubo estirado	

3. Valores dos Intermediários

Tabela - Valores calculador para o super-aquecedor.

Parâmetro	Símbol	Valor	Unidade
	o		

Fração de Tubos na Janela	Fw	17%	
Fração de Tubos na Chicana	Fc	67%	
Área de escoamento do casco	Sm	0,06	m ²
Área de escoamento da janela	S _w	0,00593	m ²
Reynolds do Casco	Re _s	950	
Área de vazamento Chicana/Casco	Ssb	0,001	m ²
Área de vazamento Chicana/tubo	Stb1	0,00002	m ²
Area total de vazamento chicana/tubo	Stb	0,0025	m ²
Fator de correção para fluxo na chicana	J _c	1,03	SI
Fator de correção para vazamento na chicana	J _i	1,03	SI
	J _b	0,977	SI
Correção para gradiente adverso de temperatura para Re baixo	J _r	1	SI
Correção para passo de entrada e saída da chicana	J _s	1	SI
Correção para tipo de arranjo	j _i	0,0193	SI
Coefficiente de película ideal para o casco	h _i	159,8	W/m ² K
	h _s	166,9	W/m ² K
Fator de correção para vazamento na chicana	R _i	0,77	SI
	R _b	0,97	SI
Correção para passo de entrada e saída da chicana	R _s	2	SI
Corficiente de Darcy para o casco	f _i	0,0761	
Correção para viscosidade no casco	φ _s	1	SI
Coefficiente de Darcy para o tubo	f	0,032	
Vazão mássica tubo	$\dot{m}_t$	4,5E-4	kg/s
Vazão volumétrica tubo	Q _t	9,3E-4	m ³ /s
Número de Nusselt para o tubo	Nu _{Dt}	32,73	
Número de Reynolds para o tubo	Re _t	955,	
Coefficiente de película para o tubo	h _{int}	365,9	W/m ² K
Rugosidade Relativa	ε _{rt}	0,03	

4. Resultados

Tabela - Resultados para o super-aquecedor.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Área interna de troca	A _{int}	2,8	m ²
Área externa de troca	A _{ext}	12,4	m ²

Resistência total da aleta	R_{aleta}	0,08108	K/W
Resistência da aleta	$R_{ext,aleta}$	0,07881	K/W
Resistência no contato da aleta-tubo	$R_{cont,aleta}$	0,00004	K/W
Resistência de incrustação da aleta	$R_{inc,aleta}$	0,00223	K/W
Resistência total da base não aletada do tubo	R_{base}	0,35863	K/W
Resistência da base não aletada do tubo	R_{ext}	0,34817	K/W
Resistência a incrustação da base não aletada do tubo	$R_{inc,ext}$	0,01046	K/W
Resistência equivalente externa	R_{eqext}	0,06613	K/W
Resistência a condução no tubo	R_{tubo}	0,00127	K/W
Resistência equivalente interna	$R_{eq\ int}$	0,13066	K/W
Resistência interna	R_{int}	0,12259	K/W
Resistência interna a incrustação	$R_{int,inc}$	0,00807	K/W
Resistência térmica total	R_{total}	0,19806	K/W
UA real do trocador de calor	$(UA)_{real}$	641,22	W/K
UA necessário para o trocador de calor	UA	638,9	W/K
Perda de pressão para banco de tubos ideal	dP_i	68,38	Pa
Perda de pressão para banco de tubos	dP_c	51,88	Pa
Perda de pressão na chicana	dP_w	1633,74	Pa
Perda de pressão na entrada e saída	dP_e	176,78	Pa
Perda de pressão total para o casco	dP_t	1862,40	Pa

5. Gráfico dos Resultados

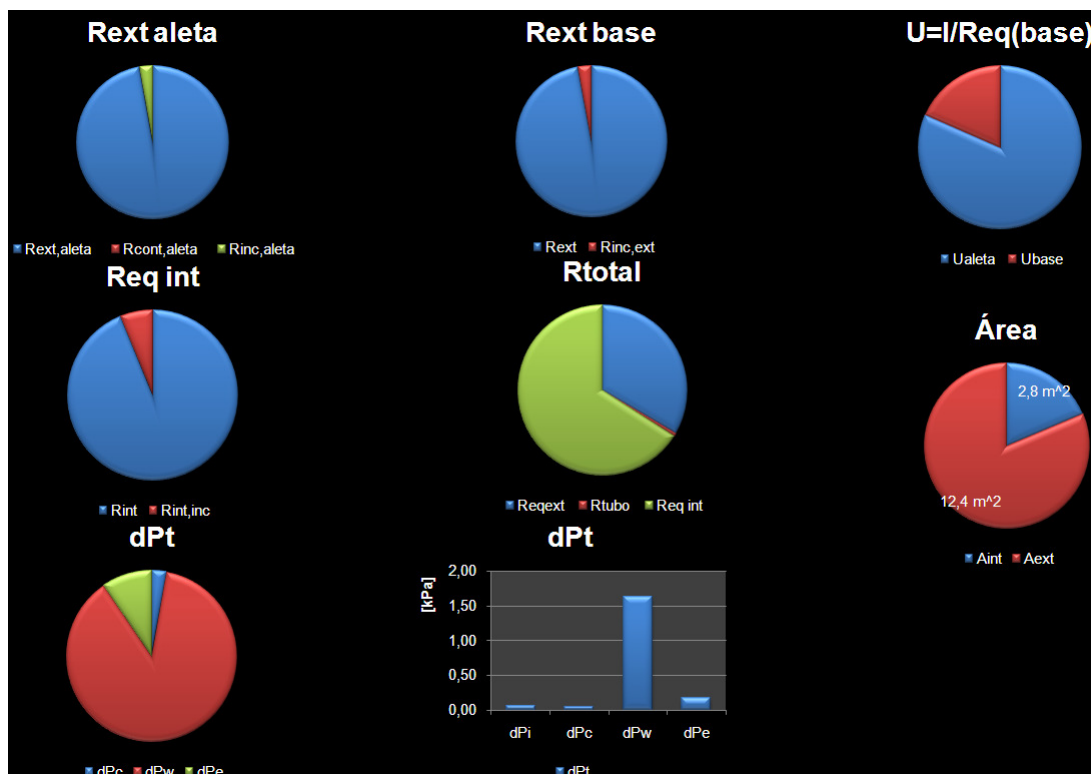


Figura - Resultados super-aquecedor.

10. Evaporador

1. Dados de entrada

Tabela - Dados de entrada para o evaporador.

Tipo:	Aleta Circular	Água	Vapor	Gás
	Psuper-aquec	125766,24 Pa	125766,24 Pa	83984,83 Pa
	Tin	91,00 °C	98,00 °C	504,43 °C
	Tout	98,00 °C	98,00 °C	112,00 °C
	Vazão Mássica	57,16 g/s	57,16 g/s	257,16 g/s
	Qponto	1,69 kW	129,23 kW	-130,92 kW
Vazão Mássica	mponto	0,0572	0,0572	0,2572
Fração Mássica	mp	0%	0%	0%
Vazão molar	Q	0,00317	0,00317	0,01014
Fração Molar	np	0%	0%	0%
Massa molar	M	18,02	18,02	25,37
Cte dos Gases	R	461,560	461,560	327,796
Condut. Térmica	κ	0,683	0,024	0,044
Cp molar	cp	0,000	34,224	0,000
Cp mássico	cp	4224,993	1899,724	1297,442
Cv	cv	3763,433	1438,164	969,646

Const. Politrop.	k	0,000	1,321	1,338
Massa específica	ρ	953,783 kg/m ³	0,715 kg/m ³	0,499 kg/m ³
Volume específico	v	0,001	1,398	2,005
Visc. Dinâmica	μ	2,62E-04	1,22E-05	2,04E-05
Visc. Cinemática	ν	2,75E-07	1,71E-05	4,08E-05
Temp. Mínima	Tmin	364,150	371,150	385,154
Temp. Máxima	Tmax	371,150	371,150	777,583
Q		0,0001	0,0799	0,5157
Prandtl		1,621	0,961	0,606

Tabela - Cálculo da temperatura média logarítmica e UA do evaporador + tanque de flashing.

DT1	21,0 °C
DT2	406,4 °C
DTml	130,1 °C
Q	130,92 kW
UA	1006,4 W/K

O evaporador é composto por um tanque de flashing e um trocador de calor casco-e-tubo conforme a Figura . Uma massa $\dot{m}_a = \dot{m}_v$ entra no tanque de flashing com uma temperatura menor do que a temperatura de evaporação sendo essa diferença a temperatura de sub-resfriamento ($\Delta T_{\text{sub-cooling}}$). Entrando e saindo do trocador de calor e do tanque de flashing entra uma massa $\dot{m}_{ev}$. Deve ser escolhido uma fração de vapor que estará presente na saída do evaporador. Foi escolhido o valor de 70% de vapor e 30% de líquido. A partir da vazão. Na saída do tanque de flashing que segue para o evaporador está presente somente vapor saturado. Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao tanque de flashing se obtém $\dot{m}_{ev}$. O se

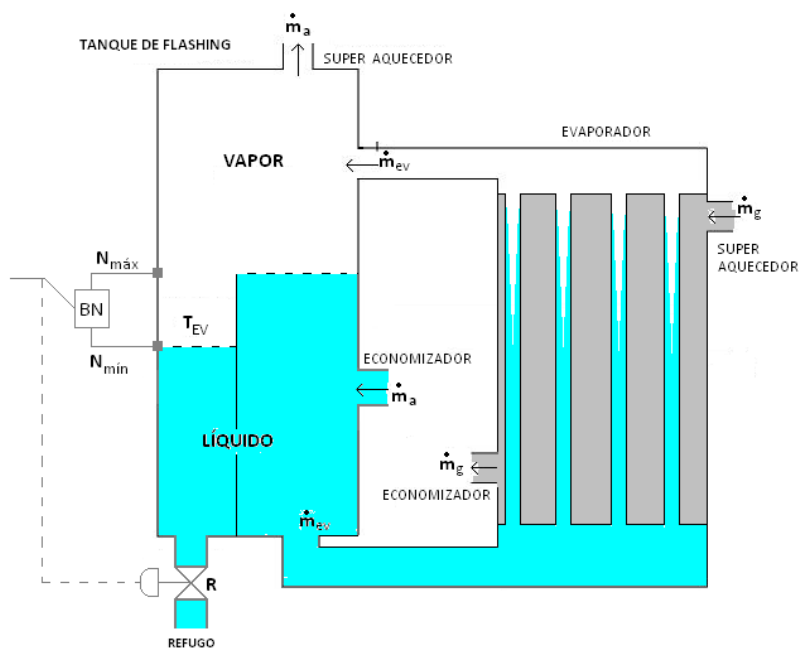


Figura - Esquema evaporador.

Tabela Obtendo $\dot{m}_{ev}$.

X_v	70%
T_a	91,00 °C
T_v	98,00 °C
C_{plev}	4224,99 J/kg
C_{pvev}	1899,72 J/kg
m_{pontov}	0,057 kg/s
$m_{pontoev}$	0,079 kg/s

Tabela - Recalculando a temperatura média logarítmica e UA para o evaporador.

DT1	14,0 °C
DT2	406,4 °C
DTml	116,5 °C
Q	130,92 kW
UA	1123,7 W/K

2. Geometria

Tabela - Geometria do evaporador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade Comentário
Tipo de aletas		Circular	
Aqua-tubular/Flamo-tubular		Aqua-tubular	
Diâmetro Interno do Tubo	D_{ext}	1/4	pol
Diâmetro Externo do Tubo	D_{int}	0,194	pol
Espessura do Tubo	t_t	0,711	mm
Passes de tubos no casco	N_{tp}	1	
Diâmetro Interno do Casco	D_{sext}	168	mm
Diâmetro Externo do Casco	D_{sint}	160	mm
Espessura do Casco	t_s	4	mm
Comprimento do tubo	L_{to}	1,5	m
Espessura dos Espelhos	L_{ts}	0,025	m
Comprimento de troca de calor	L_{ti}	1,45	m
Distância entre espelhos	L_{ta}		
Número de Tubos	N_{tt}	96	
Passo do Tubo/Diâmetro externo do Tubo	L_{tp}/D_t	2	
Passo entre Tubos	L_{tp}	0,0127	mm
Ângulo dos Tubos	θ_t	90°	graus
Corte Chicana/Diâmetro interno do Casco	B_c	25%	
Número de Chicanas	N_b	2	
Passo entre Chicanas	L_{bc}	0,483	m
Distância entre Chicana e Espelho na entrada	L_{bi}	Igual o de cima	m
Distância entre Chicana e Espelho na saída	L_{bo}	Igual o de cima	m
Folga entre Chicana e tubo	L_{tb}	0,0032	mm
Folga entre Chicana e casco	L_{sb}	0,0031	mm
Número de Selantes (sealing strips)	N_{ss}	2	
Com/sem proteção na entrada saída casco		Sem proteção	
Material do Tubo		3% Ni 0,7% Cr 0,6% Mo	
Quantidade de aletas	N_{aletas}	420	
Espessura da Aleta	t	1,5	mm
Altura da Aleta	L	2,5	mm
Resistência de contato das aletas com tubo		4E-6	W/mK
Resistência devido a Incrustação nos tubos	$R''_{\text{inc,int}}$	0,00018	m ² K/W
Resistência devido a Incrustação nas aletas	$R''_{\text{inc,ext}}$	0,00018	m ² K/W

Tipo de fabricação dos tubos	Tubo estirado
------------------------------	---------------

3. Valores dos Intermediários

Tabela - Valores calculador para o evaporador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Fração de Tubos na Janela	F _w	16%	
Fração de Tubos na Chicana	F _c	68%	
Área de escoamento do casco	S _m	0,04	m ²
Área de escoamento da janela	S _w	0,00346	m ²
Reynolds do Casco	Re _s	1987	
Área de vazamento Chicana/Casco	S _{sb}	0,001	m ²
Área de vazamento Chicana/tubo	Stb1	0,00004	m ²
Area total de vazamento chicana/tubo	Stb	0,0032	m ²
Fator de correção para fluxo na chicana	J _c	1,05	SI
Fator de correção para vazamento na chicana	J _i	1,07	SI
	J _b	0,94	SI
Correção para gradiente adverso de temperatura para Re baixo	J _r	1	SI
Correção para passo de entrada e saída da chicana	J _s	1	SI
Correção para tipo de arranjo	j _i	0,0123	SI
Coeficiente de película ideal para o casco	h _i	141,67	W/m ² K
	h _s	148,52	W/m ² K
Fator de correção para vazamento na chicana	R _i	0,72	SI
	R _b	0,94	SI
Correção para passo de entrada e saída da chicana	R _s	2	SI
Corficiente de Darcy para o casco	f _i	0,046	
Correção para viscosidade no casco	φ _s	1	SI
Vazão mássica tubo	$\dot{m}_t$	57,2	g/s
Vazão volumétrica tubo	Q _t	8,3E-5	m ³ /s
Coeficiente de película para o tubo	h _{int}	10028	W/m ² K

4. Resultados

Tabela - Resultados para o evaporador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Área interna de troca	A_{int}	2,2	m^2
Área externa de troca	A_{ext}	9,5	m^2
Resistência total da aleta	R_{aleta}	0,08623	K/W
Resistência da aleta	$R_{ext,aleta}$	0,08404	K/W
Resistência no contato da aleta-tubo	$R_{cont,aleta}$	0,00000	K/W
Resistência de incrustação da aleta	$R_{inc,aleta}$	0,00219	K/W
Resistência total da base não aletada do tubo	R_{base}	0,42260	K/W
Resistência da base não aletada do tubo	R_{ext}	0,41160	K/W
Resistência a incrustação da base não aletada do tubo	$R_{inc,ext}$	0,01100	K/W
Resistência equivalente externa	R_{eqext}	0,07162	K/W
Resistência a condução no tubo	R_{tubo}	0,00078	K/W
Resistência equivalente interna	$R_{eq\ int}$	0,01246	K/W
Resistência interna	R_{int}	0,00444	K/W
Resistência interna a incrustação	$R_{int,inc}$	0,00802	K/W
Resistência térmica total	R_{total}	0,08486	K/W
UA real do trocador de calor	(UA)real	1131,11	W/K
UA necessário para o trocador de calor	UA	1123,7	W/K
Perda de pressão para banco de tubos ideal	dP_i	47,14	Pa
Perda de pressão para banco de tubos	dP_c	31,72	Pa
Perda de pressão na chicana	dP_w	2143,47	Pa
Perda de pressão na entrada e saída	dP_e	115,07	Pa
Perda de pressão total para o casco	dP_t	2290	Pa

5. Gráfico dos Resultados

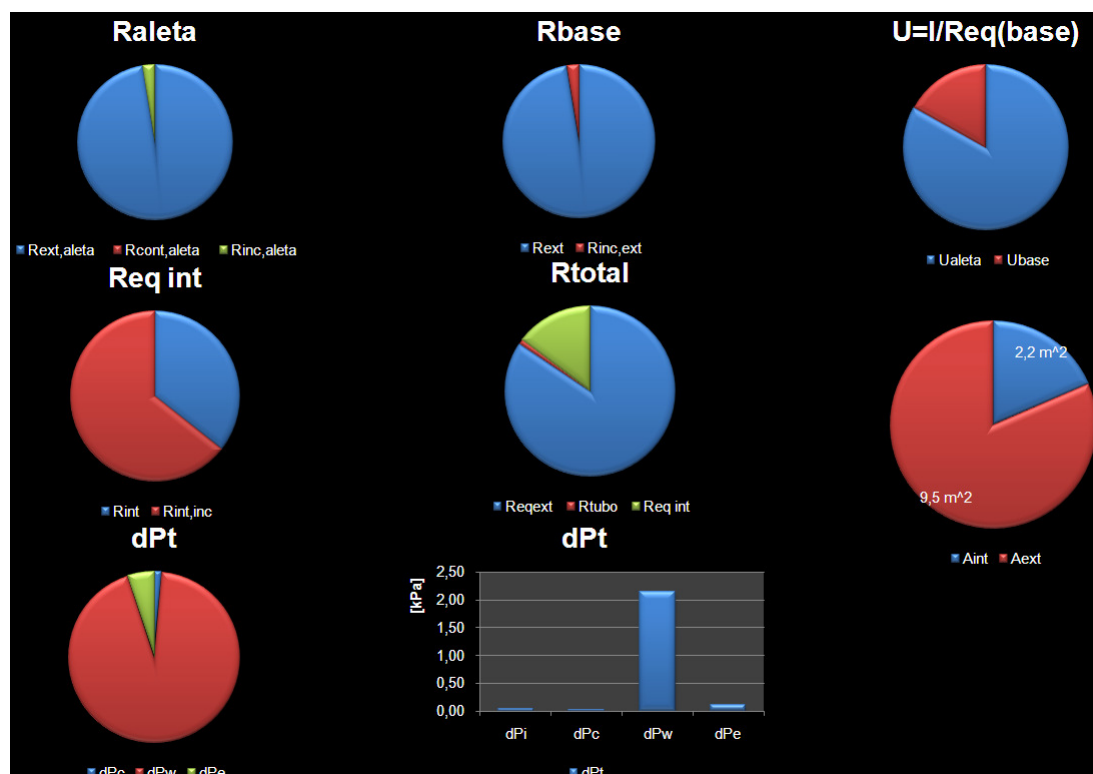


Figura - Resultados evaporador.

20. 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.

Utilizando critérios de conservativos para o cálculo da turbina a gás imaginou-se 4 kPa de perda de carga para os trocadores e esses com uma geometria convencional provocaram 5,8 kPa de queda de pressão, sendo 1,8kPa o economizador, 1,8 kPa o evaporador e 2,2kPa o super-aquecedor. Pode-se pensar em adotar uma geometria mais fora dos padrões fazendo os trocadores possuírem mais vazios internos. Esses vazios possibilitariam reduzir a queda de pressão.

De qualquer forma entre 5,8 kPa para 4kPa não existe muita diferença, e caso o trocador de 5,8 kPa seja instalado, o sistema ainda terá potência superior a potência para o sistema sem recuperação. Sendo assim os resultados demonstraram que é possível construir essa caldeira e 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.

Anexo A – Relações Politrópicas

Para um processo politrópico:

$$P \cdot V^n = cte, \text{ com } n = cte \quad (A.1)$$

Sendo P a pressão, V o volume e v volume específico do fluido.

1. Relações Politrópicas com gases reais

Quando a transformação politrópica ocorre para gases reais o expoente é igual a n . Esse valor n é igual a k somente se a transformação também for isentrópica. Partindo de:

$$P_a \cdot V_a^n = P_b \cdot V_b^n \quad (A.2)$$

Chega-se a três relações fundamentais:

$$\frac{P_a}{P_b} = \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^n \quad \frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^{n-1} \quad (A.3)$$

1. Processos Politrópicos

	<i>Processo Isotérmico</i>	<i>Processo Isobárico</i>	<i>Processo Isométrico</i>
	$n = 1$	$n = 0$	$n = \pm\infty$
		$n \neq 1$	
Volume Total	$\int_a^b p \cdot dV = P_a \cdot V_a \cdot \ln \frac{V_b}{V_a}$	$\int_a^b p \cdot dV = \frac{P_b \cdot V_b - P_a \cdot V_a}{1 - n}$	
Volume Específico	$\int_a^b p \cdot dv = -P_a \cdot v_a \cdot \ln \frac{P_b}{P_a}$	$\int_a^b p \cdot dv = \frac{-n}{1 - n} \cdot (P_b \cdot v_b - P_a \cdot v_a)$	

(A.4)

(A.5)

2. Equação dos Gases Perfeitos

Sendo P a pressão, V o volume, n o número de mols, R a constante universal dos gases, T a temperatura, M a massa molar, m a massa, v o volume específico, ρ a massa específica, $\bar{R}$ a constante dos gases para o fluido em questão.

2. Equação fundamental

A equação fundamental dos gases perfeitos é:

$$PV = nRT \quad (\text{A.6})$$

$$PV = (Mn) \frac{R}{M} T \quad (\text{A.7})$$

Sabendo que:

$$M = \frac{m}{n} \quad \bar{R} = \frac{R}{M} \quad (\text{A.8})$$

Têm-se:

$$PV = m\bar{R}T \quad (\text{A.9})$$

$$P \frac{V}{m} = \bar{R}T \quad (\text{A.10})$$

$$P v = \bar{R}T \quad (\text{A.11})$$

Processos Politrópicos para um Gás Perfeito

	<i>Processo Isotérmico</i> $n = 1$	<i>Processo Isobárico</i> $n = 0$	<i>Processo Isométrico</i> $n = \pm\infty$	
<i>Volume Total</i>	$\int_a^b p \cdot dV = mRT \cdot \ln \frac{V_b}{V_a}$	$\int_a^b p \cdot dV = \frac{kR(T_2 - T_1)}{1 - n}$	$n \neq 1$	(A.12)
<i>Volume Específico</i>	$\int_a^b p \cdot dv = -RT \cdot \ln \frac{P_b}{P_a}$	$\int_a^b p \cdot dv = \frac{-nRT_1}{1 - n} \cdot \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$		(A.13)

3. Rendimento Politrópico ou Hidráulico

Para um processo simultaneamente politrópico e isoentrópico:

$$n = k \quad (A.14)$$

Para aproximar um processo politrópico a um isoentrópico:

$$P \cdot V^n = cte \text{ com } n = f(\eta_y, k) \quad (A.15)$$

Sabe-se que:

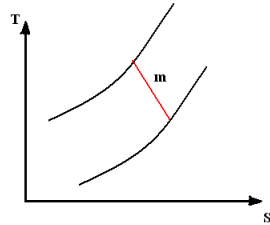
$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad R = C_p - C_v \quad (A.16)$$

Portanto:

$$C_p = \frac{kR}{k-1} \quad C_v = \frac{R}{k-1} \quad (A.17)$$

1. Sem troca de calor

Para uma turbina (ou expansão)



$$W_t = \eta_t \cdot W_{tiso} = W_{tiso} - W_w$$

$$\eta_t = \frac{W_t}{W_{tiso}} = \frac{W_t}{W_t + W_w} = \frac{h_b - h_a}{h_{biso} - h_a}$$

$$W_{tiso} = h_{2iso} - h_1 = C_p(T_{biso} - T_a)$$

$$W_t = h_b - h_a = C_p(T_b - T_a)$$

$$W_t = C_p T_a \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

$$W_{tiso} = C_p T_a \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$\frac{k-1}{k} = \eta \frac{\eta-1}{\eta_{yx}}$$

$$\eta_{yt} = \frac{\frac{n-1}{n}}{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{m-1}{m} = x$$

$$m-1 = mx$$

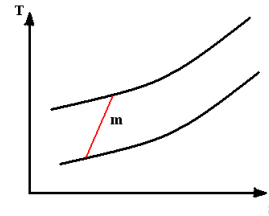
$$m(1-x) = 1$$

$$m = \frac{1}{1-x}$$

$$W_t = C_p T_a \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\eta_{yt} \frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$W_t = \eta_t C_p T_a \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Para um compressor (ou compressão)



(A.18)

$$W_c = \frac{W_{ciso}}{\eta_t} = W_{ciso} + W_w \quad (A.19)$$

$$\eta_c = \frac{W_{ciso}}{W_c} = \frac{W_c - W_w}{W_c} = \frac{h_{biso} - h_a}{h_b - h_a} \quad (A.20)$$

$$W_{ciso} = h_{2iso} - h_1 = C_p(T_{biso} - T_a)$$

$$W_c = h_b - h_a = C_p(T_b - T_a)$$

$$W_{ciso} = C_p T_a \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$W_c = C_p T_a \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (A.21)$$

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\eta-1}{\eta} \cdot \eta_{yc}$$

$$\eta_{yc} = \frac{\frac{k-1}{k}}{\frac{n-1}{n}} \quad (A.22)$$

$$W_c = C_p T_a \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{1}{\eta_{yc}} \frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (A.23)$$

$$W_c = C_p T_a \left(\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \eta_c$$

2. Com troca de calor

$$\begin{aligned}
 W_t &= \int_a^b P dv = - \int_a^b v dP - W_w & W_c &= \int_a^b P dv = - \int_a^b v dP + W_w \\
 -Q - W_t &= \Delta h & -Q - W_c &= \Delta h \\
 \eta_t &= \frac{W_t}{- \int_a^b v dP} & \eta_c &= \frac{- \int_a^b v dP}{W_c}
 \end{aligned} \tag{A.24}$$

$$\begin{aligned}
 W_t &= -Q - \Delta h = -Q - c_p(T_b - T_a) & W_c &= -Q - \Delta h = -Q - c_p(T_b - T_a) \\
 - \int_a^b v dP &= c_p(T_{biso} - T_a) & - \int_a^b v dP &= c_p(T_{biso} - T_a)
 \end{aligned} \tag{A.26}$$

$$\begin{aligned}
 - \int_a^b v dP &= \frac{nR}{n-1} T_a \left(\frac{1}{\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}}} - 1 \right) & - \int_a^b v dP &= \frac{nR}{n-1} T_a \left(\frac{1}{\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}}} - 1 \right)
 \end{aligned} \tag{A.27}$$

Anexo B – Equações para Mistura de Gases

1. Lei de Dalton (das pressões parciais)

A Lei de Dalton é diz que se as moléculas de dois gases não se atraem nem se repelem (o que ocorre com os gases perfeitos), as colisões de cada um deles não são afetadas pela presença do outro. Por essa razão cada um dos gases exerce mesma pressão na mistura gasosa que exerceria se estivesse sozinho; a isto se chama pressão parcial de um gás. A pressão total exercida sobre as paredes em que a mistura está contida é calculada através da soma das pressões parciais. É considerado que cada um dos gases ocupa o volume total da mistura e que a temperatura de todos os gases da mistura são as mesmas. Conforme Dalton: "*Em uma mistura gasosa, a pressão de cada componente é independente da pressão dos demais, a pressão total (P) é igual à soma das pressões parciais dos componentes*".

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n \quad (\text{B.1})$$

Para se obter a pressão parcial deve-se dividir a equação acima por P_t , sendo $p_i = P_i/P_t$

$$1 = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n \quad (\text{B.2})$$

2. Massa molar de misturas em termos de massa parcial

Partindo da Lei de Dalton, equação (B.1), para a mistura de gases perfeitos, pode-se obter uma relação para a massa molar da mistura utilizando a fórmula universal dos gases $PV=nRT$ na forma $P = \rho \bar{R}T$.

$$(\rho \bar{R}T)_t = (\rho \bar{R}T)_1 + (\rho \bar{R}T)_2 + (\rho \bar{R}T)_3 + \dots + (\rho \bar{R}T)_n \quad (\text{B.3})$$

$$\left(\frac{m}{V} \frac{R}{M} T\right)_t = \left(\frac{m}{V} \frac{R}{M} T\right)_1 + \left(\frac{m}{V} \frac{R}{M} T\right)_2 + \left(\frac{m}{V} \frac{R}{M} T\right)_3 + \dots + \left(\frac{m}{V} \frac{R}{M} T\right)_n$$

Sabe-se que o volume e a temperatura são iguais para cada um dos componentes da mistura, bem como a constante universal dos gases.

$$\left(\frac{m}{M}\right)_t = \left(\frac{m}{M}\right)_1 + \left(\frac{m}{M}\right)_2 + \left(\frac{m}{M}\right)_3 + \dots + \left(\frac{m}{M}\right)_n$$

Portanto, utilizando como massa parcial $m_{p1}=m_1/m_t$

$$M_t = \frac{1}{\frac{m_1}{m_t} + \frac{m_2}{m_t} + \frac{m_3}{m_t} + \dots + \frac{m_n}{m_t}} = \frac{1}{\frac{m_{p1}}{M_1} + \frac{m_{p2}}{M_2} + \frac{m_{p3}}{M_3} + \dots + \frac{m_{pn}}{M_n}} \quad (\text{B.4})$$

3. Fração molar de misturas

Pode-se pensar em utilizar o equacionamento em termos de fração molar. Partindo da equação de Dalton pode-se obter uma relação para a fração molar da mistura utilizando a fórmula universal dos gases $PV=nRT$. Partindo da Lei de Dalton, eq.(B.1):

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n \quad (\text{B.1})$$

$$\left(\frac{nRT}{V}\right)_t = \left(\frac{nRT}{V}\right)_1 + \left(\frac{nRT}{V}\right)_2 + \left(\frac{nRT}{V}\right)_3 + \dots + \left(\frac{nRT}{V}\right)_n \quad (\text{B.5})$$

Sabe-se que o volume e a temperatura são iguais para cada um dos componentes da mistura, bem como a constante universal dos gases.

$$n_t = n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_n \quad (\text{B.6})$$

Dividindo tudo por n_t se obtém que a soma das frações molares da mistura deve ser igual a unidade. A fração molar é definida por $n_p=n_i/n_t$

$$1 = n_{p1} + n_{p2} + n_{p3} + \dots + n_{pn} \quad (\text{B.7})$$

4. Massa molar de misturas em termos de fração molar

Sabe-se que a massa na mistura também deve ser conservada.

$$m_t = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n \quad (\text{B.8})$$

$$M_t n_t = M_1 n_1 + M_2 n_2 + M_3 n_3 + \cdots + M_n n_n \quad (\text{B.9})$$

Define-se número de mols parcial como o número de mols da molécula sobre o número de mols da mistura $n_{pi}=n_i/n_t$

$$M_t = M_1 n_{p1} + M_2 n_{p2} + M_3 n_{p3} + \cdots + M_n n_{pn} \quad (\text{B.10})$$

5. Calor Específico em função da massa parcial

Partindo de um balanço de energia, pode-se dizer que a variação de energia da mistura é igual a variação de energia de cada um dos componentes nela contido.

$$E_t = E_1 + E_2 + E_3 + \cdots + E_n \quad (\text{B.11})$$

$$m_t c_t \Delta T = m_1 c_1 \Delta T + m_2 c_2 \Delta T + m_3 c_3 \Delta T + \cdots + m_n c_n \Delta T \quad (\text{B.12})$$

Eliminando a variação de temperatura igual para os dois lados da equação.

$$m_t c_t = m_1 c_1 + m_2 c_2 + m_3 c_3 + \cdots + m_n c_n \quad (\text{B.13})$$

$$c_t = \frac{m_1}{m_t} c_1 + \frac{m_2}{m_t} c_2 + \frac{m_3}{m_t} c_3 + \cdots + \frac{m_n}{m_t} c_n \quad (\text{B.14})$$

Obtém-se o calor específico em função das massas parciais.

$$c_t = m_{p1} c_1 + m_{p2} c_2 + m_{p3} c_3 + \cdots + m_{pn} c_n \quad (\text{B.15})$$

6. Calor Específico em função da fração molar (n_p) e da massa molar parcial (M_p)

Partindo da equação anterior

$$c_t = m_{p1} c_1 + m_{p2} c_2 + m_{p3} c_3 + \cdots + m_{pn} c_n$$

$$c_t = \frac{m_1}{m_t} c_1 + \frac{m_2}{m_t} c_2 + \frac{m_3}{m_t} c_3 + \cdots + \frac{m_n}{m_t} c_n$$

$$c_t = \frac{M_1 n_1}{M_t n_t} c_1 + \frac{M_2 n_2}{M_t n_t} c_2 + \frac{M_3 n_3}{M_t n_t} c_3 + \cdots + \frac{M_n n_n}{M_t n_t} c_n$$

$$c_t = \frac{M_1}{M_t} \frac{n_1}{n_t} c_1 + \frac{M_2}{M_t} \frac{n_2}{n_t} c_2 + \frac{M_3}{M_t} \frac{n_3}{n_t} c_3 + \cdots + \frac{M_n}{M_t} \frac{n_n}{n_t} c_n$$

Pode-se definir massa molar parcial como $M_{pi}=M_i/M_t$ e fração molar como $n_{pi}=n_i/n_t$

$$c_t = \frac{M_1}{M_t} n_{p1} c_1 + \frac{M_2}{M_t} n_{p2} c_2 + \frac{M_3}{M_t} n_{p3} c_3 + \dots + \frac{M_n}{M_t} n_{pn} c_n \quad (B.16)$$

7. Calor específico médio para uma molécula a uma dada temperatura

(5) Sugeriu um equacionamento para determinar o calor específico molar a pressão constante c_p com a variação da temperatura.

$$c_{pm} = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 \left[\frac{j}{mol\ K} \right] \quad (B.17)$$

Para saber o c_p médio a equação acima deve ser integrada dentro entre as temperaturas dentro da faixa de interesse.

$$\int_{T_1}^{T_2} c_{pm} dT = \int_{T_1}^{T_2} (A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4) dT \quad (B.18)$$

$$A[T] \frac{T_2}{T_1} + B \left[\frac{T^2}{2} \right] \frac{T_2}{T_1} + C \left[\frac{T^3}{3} \right] \frac{T_2}{T_1} + D \left[\frac{T^4}{4} \right] \frac{T_2}{T_1} + E \left[\frac{T^5}{5} \right] \frac{T_2}{T_1} \quad (B.19)$$

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_{pm} dT = A(T_2 - T_1) + \frac{B}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{C}{3} (T_2^3 - T_1^3) + \frac{D}{4} (T_2^4 - T_1^4) + \frac{E}{5} (T_2^5 - T_1^5) \quad (B.20)$$

$$\overline{c_{pm}} = \frac{q}{(T_2 - T_1)} \quad (B.21)$$

$$\overline{c_{pm}} = A + \frac{B}{2} \left(\frac{T_2^2 - T_1^2}{T_2 - T_1} \right) + \frac{\frac{C}{3} (T_2^3 - T_1^3) + \frac{D}{4} (T_2^4 - T_1^4) + \frac{E}{5} (T_2^5 - T_1^5)}{(T_2 - T_1)} \quad (B.22)$$

Anexo C – Mapa Turbo-Compressor

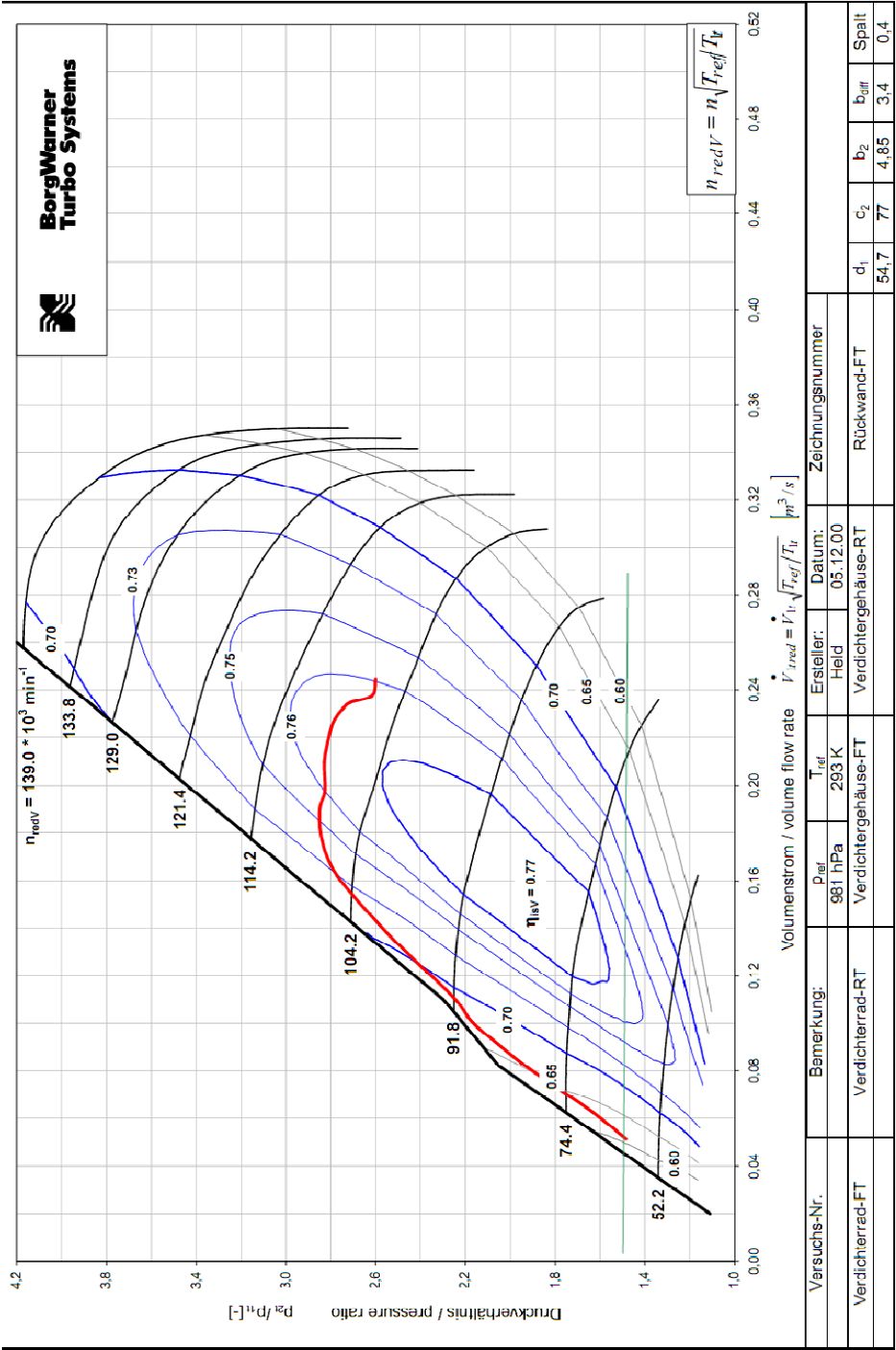


Figura - Mapa do Turbo-compressor presente no LETE-USP. (3)

Anexo D – Dados Psicrométricos

1. São Paulo – Congonhas

Tabela - Dados Climáticos – São Paulo – Congonhas – 1. (8)

Ambiente		Extremos		
Latitude	23,62s	TBU	28,2 °C	
Longitude	46,65w	TBSmax	34,3 °C	0,9 °C
Altitude	803 m	TBSmin	5,8 °C	2,5 °C
P atmosf.	92,04 kPa			

Tabela - Dados Climáticos – São Paulo – Congonhas – 2. (8)

Mês mais quente:	Fevereiro	2					
Δmédio em Fevereiro:	8,3 °C				Baixa Umidade		
Resf/Umid	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc
0,4%	32 °C	20,3 °C	23,2 °C	27,8 °C	22,1 °C	18,5	25,0 °C
1,0%	31 °C	20,4 °C	22,6 °C	27,1 °C	21,2 °C	17,5	24,3 °C
2,0%	30 °C	20,4 °C	22,1 °C	26,7 °C	21,0 °C	17,2	24,0 °C

2. São Paulo – Guarulhos – Utilizado

Tabela - Dados Climáticos – São Paulo – Guraulhos – 1. (8)

Ambiente		Extremos		
Latitude	23,43s	TBU	29 °C	
Longitude	46,47s	TBSmax	34,8 °C	1 °C
Altitude	750 m	TBSmin	3,4 °C	2,8 °C
P atmosf.	82,63 kPa			

Tabela - Dados Climáticos – São Paulo – Guarulhos – 2. (8)

Mês mais quente:	Janeiro	1					
Δmédio em Janeiro:	8,9 °C				Baixa Umidade		
Resf/Umid	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc
0,4%	32,9 °C	22,3 °C	24,9 °C	28,7 °C	24,1 °C	20,8	25,8 °C
1,0%	31,8 °C	22,0 °C	24,2 °C	27,9 °C	23,2 °C	19,7	25,1 °C
2,0%	30,8 °C	21,7 °C	23,7 °C	27,3 °C	22,9 °C	19,3	24,9 °C

Anexo E - Cronograma e atividades

É possível visualizar o cronograma de atividades proposto nesse projeto.

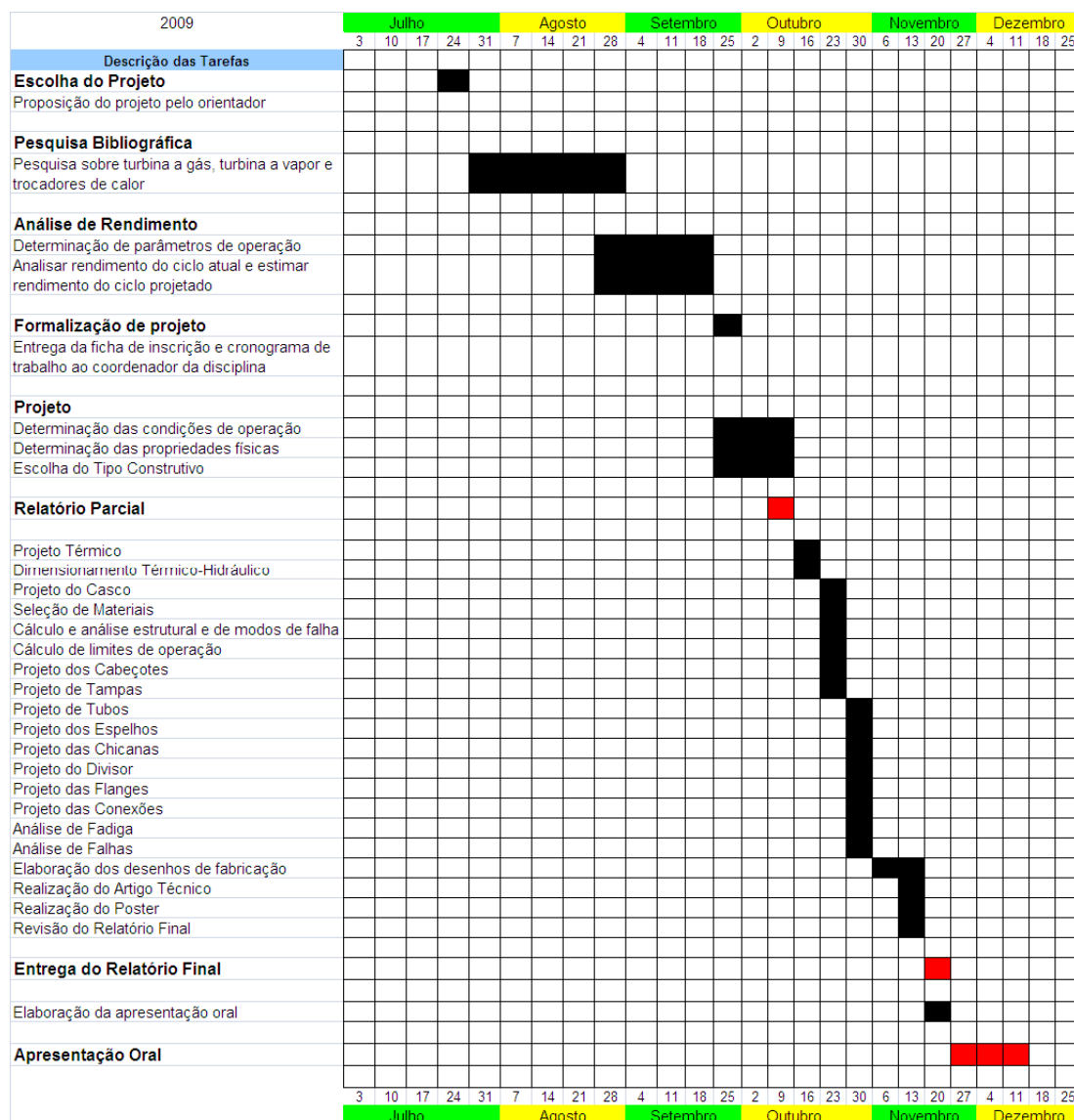


Figura - Cronograma de Atividades

Anexo F – Modelos Construtivos para Trocadores de calor de calor

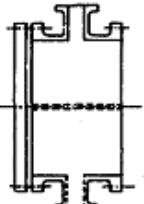
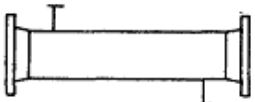
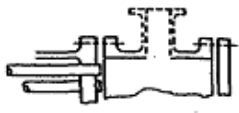
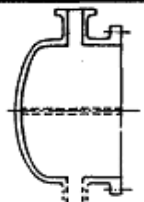
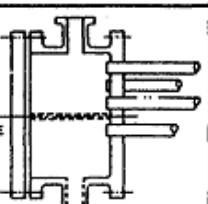
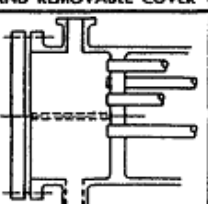
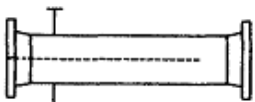
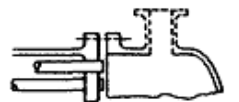
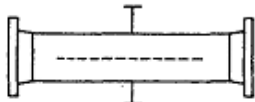
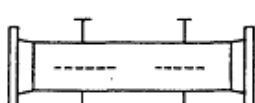
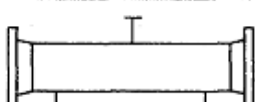
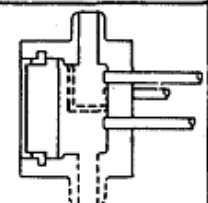
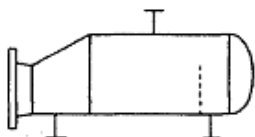
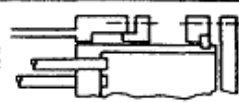
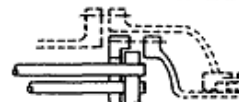
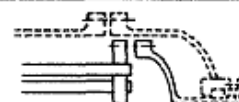
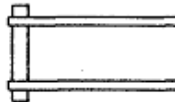
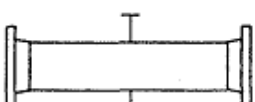
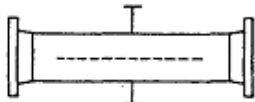
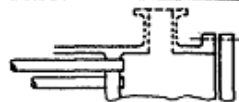
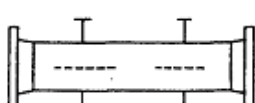
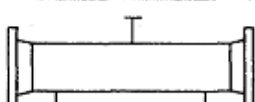
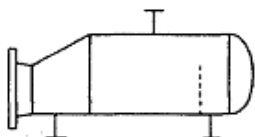
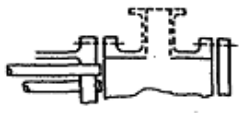
FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A		E		L	
	CHANNEL AND REMOVABLE COVER				
					
	BONNET (INTEGRAL COVER)				
					
	REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY				
N		F		M	
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER				
					
					
					
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER				
D		K		P	
	SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE				
					
					
					
					
X		G		N	
	CROSS FLOW				
					
					
					
					

Figura - Nomenclatura de trocadores de calor. (6)

1. Stationary Head-Channel
2. Stationary Head-Bonnet
3. Stationary Head Flange-Channel or Bonnet
4. Channel Cover
5. Stationary Head Nozzle
6. Stationary Tubesheet
7. Tubes
8. Shell
9. Shell Cover
10. Shell Flange-Stationary Head End
11. Shell Flange-Rear Head End
12. Shell Nozzle
13. Shell Cover Flange
14. Expansion Joint
15. Floating Tubesheet
16. Floating Head Cover
17. Floating Head Cover Flange
18. Floating Head Backing Device
19. Split Shear Ring
20. Slip-on Backing Flange
21. Floating Head Cover-External
22. Floating Tubesheet Skirt
23. Packing Box
24. Packing
25. Packing Gland
26. Lantern Ring
27. Tierods and Spacers
28. Transverse Baffles or Support Plates
29. Impingement Plate
30. Longitudinal Baffle
31. Pass Partition
32. Vent Connection
33. Drain Connection
34. Instrument Connection
35. Support Saddle
36. Lifting Lug
37. Support Bracket
38. Weir
39. Liquid Level Connection
40. Floating Head Support

FIGURE N-2

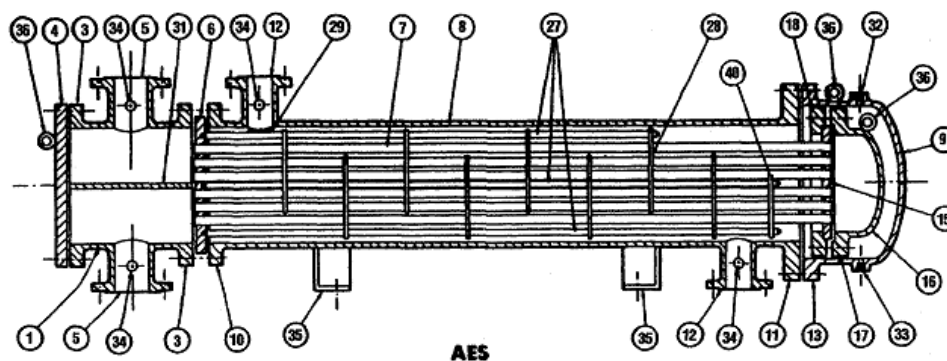


Figura - Partes de um trocador de calor. (1)

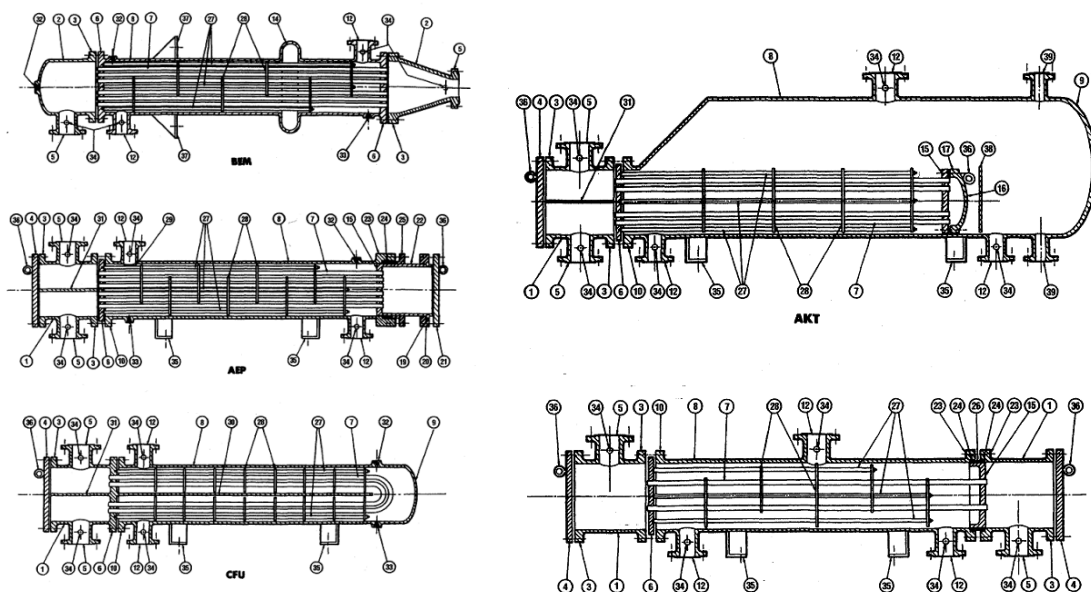


Figura – Exemplos de trocadores de calor e as suas respectivas nomenclaturas. (1)

Referências

1. **TEMA, Tubular Exchanger Manufacturer Association and TEMA, - Tubular Exchanger Manufacturers.** *Tema Standards*. New York : s.n., 2007.
2. **Lozza, Giovanni.** *Turbine a Gas e Cicli Combinati*. Bologna : Società Editrice Escapulario s.r.l., 2006.
3. **Krieger, Guenther Carlos Filho.** *Relat'roio Científico Parcial - Projeto FAPESP*. São Paulo - SP : s.n., 2007. 03072-1.
4. **Incropera, Franck P. e DeWitt, David P.** *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. Rio de Janeiro - RJ : LTC, 2003.
5. **Catania, Andrea, et al.** *Appunti ed esercizi del corso di Macchine - POLITO*. Torino - TO : POLITO, 2006/2007.
6. **ASME, Boiler and Pressure Vessel Committee.** *VIII - Division 1 - Rules for Construction of Pressure Vessels*. New York - USA : ASME, 2007.
7. **Megyesy, Eugene F.** *Pressure Vessel Handbook*. Tulsa - Oklahoma : Pressure Vessel Publishing, INC., 1995.
8. **Taborek, J.** *Heat Exchange Design Handbook*. Düsseldorf : VDI, 1983.
9. **Ganapathy, V.** *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators - Design, Applications and Calculations*. New York-Basel - USA : Marcel Dekker, Inc., 2003.
10. **Rayaprolu, Kumar.** *Boilers for Power and Process*. Boca Raton - USA : CRC Press, 2009.
11. **Yaws, Carl L.** *Handbook of Thermodynamics Diagrams - Vol.IV - Organic Compounds C1 to c4*. Houston - Texas : Gulf Publishing Company, 1996.
12. ABNT NBR 16401-1:2008. *Anexo A (normativo)*. 2008.