LABORATÓRIO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS ALTERNATIVOS

ESCOLA POLITÉCNICA DA USP

DEPTO. DE ENGENHARIA MECÂNICA

SISEA – LAB. DE SISTEMAS ENERGÉTICOS ALTERNATIVOS

www.usp.br/sisea

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

APLICAÇÕES DA TERMODINÂMICA

Prof. Dr. José R Simões Moreira

1º semestre/2014

versão 2.1

primeira versão: 2010

OBSERVAÇÃO IMPORTANTE

Estas notas de aula intituladas APLICAÇÕES DA TERMODINÂMICA tratam de um resumo do assunto para servir de apoio à disciplina PME-2340 Termodinâmica oferecida regularmente aos alunos do curso de Enga. Mecânica da EPUSP. Servem as notas de aula também de apoio a disciplina ENE – 5736 Processos e Máquinas de Transformação de Energia oferecida dentro do programa de pós-graduação do curso de Energia do IEE. Finalmente, as mesmas notas de aula contém o conteúdo programático da disciplina ERG-009 Fundamentos de Termodinâmica e Ciclos de Potência que o autor ministra no PECE – programa de educação continuada da EPUSP.

O conteúdo aqui apresentado trata de um resumo dos assuntos mais relevantes do livro texto "Fundamentos da Termodinâmica Clássica" de van Wylen e R. Sonntag. Também foram utilizados outros livros-texto sobre o assunto para um ou outro tópico de interesse.

O objetivo deste material é servir como um roteiro de estudo, já que tem um estilo quase topical e ilustrativo. De forma nenhuma substitui um livro texto, o qual é mais completo e deve ser consultado e estudado.

O autor

Prof. Simões www.pme.puspsp.usp.br

Prof. José R. Simões Moreira

Breve Biografia

Graduado em Engenharia Mecânica pela Escola Politécnica da USP (1983), Mestrado em Engenharia Mecânica pela mesma instituição (1989), Doutorado em Engenharia Mecânica - RensselaerPolytechnicInstitute (1994) e Pós-Doutorado em Engenharia Mecânica na Universidade de Illinois em Urbana-Champaign (1999). Atualmente é Professor Associado da Escola Politécnica da USP, professor do programa de pós-graduação interinstitucional do Instituto de Eletrotécnica e Energia (IEE-USP). Foi secretário de comitê técnico da Associação Brasileira de Ciências e Engenharia Mecânica, Avaliador *in loco* do Ministério da Educação. Tem experiência na área de Engenharia Mecânica, com ênfase em Engenharia Térmica, atuando principalmente nos seguintes temas: mudança de fase líquido-vapor, uso e processamento de gás natural, refrigeração por absorção, tubos de vórtices, sensores bifásicos e sistemas alternativos de energia. Coordena e coordenou vários cursos de especialização e extensão universitária nas áreas de Refrigeração e Ar Condicionado, Cogeração e Energia, bem como cursos do PROMINP. Tem participado de projetos de pesquisa de agências governamentais e empresas. Foi professor visitante no INSA - InstitutNationaldesSciencesAppliquées em Lyon (França) em junho e julho de 2009. Tem desenvolvido projetos de cunho tecnológico com apoio da indústria. É autor de mais de 90 artigos técnico-científicos, além de ser autor de um livro intitulado "Fundamentos e Aplicações da Psicrometria". Finalmente, coordena o laboratório e grupo de pesquisa da EPUSP de nome SISEA - Lab. de Sistemas Energéticos Alternativos (www.pme.poli.usp.br/sisea).

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

SUMÁRIO

MÓDULO1 – CONCEITOS FUNDAMENTAIS DE ENGENHARIA TERMODINÂMICA ..10
APRESENTAÇÃO ..10
UNIDADE 1 – PropriedadesTermodinâmicas ..10
1.1 - Ponto de vista microscópico e macroscópico ..10
1.2 – Temperatura e Escalas de Temperatura ..10
1.3 – Pressão ..11
1.4 – Temperatura de Saturação ..14
1.5 – Pressão de Saturação ..14
1.6 – Volume Específico e Densidade ..15
1.7 – Energia Interna e Entalpia ..17
UNIDADE 2 –Substância Pura e Diagramas Termodinâmicos ..17
2.1 - Equilíbrio de fases em uma substância pura ..18
2.2 – Superfícies Termodinâmicas ou PVT ..18
2.3 - Princípio do Estado Termodinâmico ..18
2.4 – Propriedades e Tabelas Termodinâmicas ..19
2.5 – Sistema e Volume de Controle ..22
2.6 – Trabalho e Calor ..23
2.7 – Calor ..25
2.8 – Equação de Estado, Gás Perfeito ..27
2.9 – Outras Equações de Estado ..29
2.10 – Mudança de Estado ..31
2.11 - Processo Reversível ..33
2.12 – Calores Específicos ..33
2.13 – Lei da Conservação de Massa ou da Continuidade ..36
2.14 – Lei da Conservação da Energia ou Primeira Lei da Termodinâmica ..40
2.15 - Exemplo de Conservação de energia em regime permanente ..45
2.16 - Primeira Lei para Regime Uniforme ..47
UNIDADE 3 –Segunda Lei da Termodinâmica ..55
UNIDADE 4 – Processos Termodinâmicos ..57
4.1 – Variação da Entropia em um Gás Perfeito ..58
4.2 – Processo Politrópico Reversível para um Gás Perfeito ..59

MÓDULO2 – CICLOS DE POTÊNCIA- RANKINE ..64
APRESENTAÇÃO ..64
UNIDADE 1 – Ciclo de Carnot ..66
UNIDADE 2 – Ciclos de Rankine ..72
2.1 – Ciclo de Rankine Simples ..72
2.2 – Ciclo de Rankine com Superaquecimento ..76
2.3 – Ciclo de Rankine com Reaquecimento ..79
2.4 – Ciclo de Rankine Regenerativo ..82
2.5 – Perdas no Ciclo de Rankine ..86
UNIDADE 3 – Tipos de Turbinas a gás ..90
3.1 - Turbinas Industriais- Características ..90
3.2 - Turbinas Aeroderivativas ..91
3.3 -Características gerais ..92
3.4 -Componentes principais ..93
3.5 - Outros Componentes ..94
3.6 - Sistemas auxiliares ..95
UNIDADE 4 – O Ciclo de Brayton Simples ..95
4.1–Balanço térmico dos equipamentos ..96
4.2 – Diagramas importantes ..96
4.3 - Eficiência ou rendimento térmico, $\eta_{térmico}$ ..97
4.4 – O Ciclo Brayton Simples com ineficiências ..101
4.5 – O Ciclo BRAYTON com Regenerador ou Recuperador de Calor ..106
4.6 – Parâmetros de Especificação e de Desempenho ..107

Professores - www.pme.poli.usp.br/sisea

4.7 – Parâmetros que Afetam o Desempenho 110
4.8 – Emissões 111
4.9 – Melhorando o Desempenho das Turbinas 113
UNIDADE 5 – Ciclo combinado Brayton-Rankine 115
5.1 – A Eficiência térmica do Ciclo 116
5.2 - Ciclo combinado - configurações 117
5.3 - Ciclo combinado – Caldeira de Recuperação 118

MÓDULO 3– MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA 120
APRESENTAÇÃO 120
UNIDADE 1 – Motores de Combustão Interna – MCI a Pistão de Movimento Alternativo 120
1.1 - Motor de Ciclo Otto (ignição por centelha) 121
1.2 - Motor de Ciclo Diesel (ignição por compressão ou espontânea) 121
1.3 - Fenômenos Principais que Ocorrem em um MCI 122
UNIDADE 2 – Motores de Combustão Interna – MCI x Máquina Térmica 122
2.1 - Análise pelo Ciclo Padrão a Ar 122
2.2 - Ciclo Otto xMotor de Combustão Interna 123
2.3 - Ciclo Mecânico do motor de 4 tempos, ignição por centelha e processos termodinâmicos 124
2.3.1 - Parâmetros Geométricos do Cilindro 124
2.3.2 - Definições de desempenho e testes 125
2.4 - As quatro fases do Motor de Combustão Interna 126
2.5 - Relação ou Razão Combustível-Ar, (F) 127
Exemplo: 129
UNIDADE 3 – Análise Termodinâmica do Ciclo Otto 130
3.1 - Rendimento Térmico do Ciclo Otto 131
3.2 -Eficiência Térmica x Razão de Compressão para um Ciclo Otto 133
3.3 - Aspectos principais em que o ciclo a ar Otto se afasta do motor real 134
UNIDADE 4 - O Ciclo Diesel 135
4.1 - Funcionamento do Ciclo Diesel 135
4.2 – Análise do Ciclo Diesel 136
4.3 - Rendimento Térmico do ciclo Diesel 137
UNIDADE 5 -O Ciclo Otto x Ciclo Diesel 139

MÓDULO 4 – CICLOS DE REFRIGERAÇÃO 141
APRESENTAÇÃO 141
UNIDADE 1 – Ciclo de compressão mecânica a vapor 141
1.1 – Ciclo padrão de compressão mecânica a vapor 142
1.1.1 – Definições 143
1.2 – Ciclo real de compressão mecânica a vapor 147

MÓDULO5 – PSICROMETRIA E EQUIPAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM AR ÚMIDO 148
APRESENTAÇÃO 149
UNIDADE 1 – Parâmetros e Processos Psicrométricos 149
1.1 – Umidade Absoluta 149
1.2 – Umidade Relativa 150
1.3 – Volume Específico 151
1.4 – Entalpia e Entalpia Específica 152
1.5 – Temperatura de Bulbo Seco 153
1.6 – Temperatura de Orvalho 153
1.7 - Processo de Saturação Adiabática 158
1.8 - Psicrômetro e Temperatura de Bulbo Úmido 160
1.9 - TBU × Temperatura de Bulbo Úmido Termodinâmica 161
UNIDADE 2 – Diagrama Psicrométrico 161
UNIDADE 3 – Processos elementares 163

Prof. Silvio - www.pme.poli.usp.br/sisea

3.1 – Desumidificação por resfriamento 163
3.2 – Mistura adiabática de dois fluxos de ar úmido 165
3.3 – Umidificação adiabática do Ar úmido 167
3.4 – Torres de Resfriamento 168
3.5 – Torres de resfriamento de fluxo de contra-corrente 170
3.6 – Torres de resfriamento de fluxo cruzado 173

MÓDULO6 – NOÇÕES DE COMBUSTÃO 175
APRESENTAÇÃO 175
UNIDADE 1 – Princípios de Combustão 175
1.1 - Tipos de Combustão 176
1.2 - Estequiometria 176
UNIDADE 2 – Propriedades dos combustíveis - Conceitos básicos dos combustíveis e sua combustão 179
2.1 - Poder Calorífico 180
2.2 - Limites de Inflamabilidade 181
2.3 - Velocidade de Chama 181
2.4 - Temperatura Adiabática de Chama 182
2.5 - Temperatura mínima de Auto-Ignição 183
2.6 - Temperatura de fulgor 184
BIBLIOGRAFIA 202

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

MOTIVAÇÃO PARA O ESTUDO DA TERMODINÂMICA

"Estudo dos processos de transformação da energia que ocorrem em máquinas e equipamentos para produção de energias mecânica ou térmica útil". A energia mecânica útil, em muitas vezes, é transformada em energia elétrica por meio de geradores elétricos.

(1) Central Termelétrica – produção de energia elétrica
(*combustão/calor → energia "térmica" → energia mecânica→ energia elétrica*)
(a) Turbinas a Vapor/Motor a Vapor
(b) Turbinas a Gás
(c) Motores de Combustão Interna

(2) Outras formas de produção de energia elétrica
(a) Célula de Combustível (*energia química → energia elétrica*)
(b) Conversão Direta – painéis fotovoltaicos (*energia solar → energia elétrica*)

(3) Produção de trabalho mecânico útil
(*acionamento direto de outras máquinas*)
(a) Motor de Combustão Interna
(b) Turbinas a Vapor e Gás
(c) Motor a vapor

(4) Refrigeração e ar condicionado
(*processos de produção de "frio"*)
(a) Ciclo de Compressão a Vapor (*os que operam nas geladeiras*)
(b) Ciclo de Absorção de Calor (*transformam calor em "frio" diretamente*)
(c) Refrigeração Termelétrica (*efeitos termelétricos: eletricidade→"frio)*

(5) Manipulação do ar e outros gases
(*processos de separação e armazenamento dos gases*)
(a) Usinas de Separação de N_2, O_2 e outros gases líquidos
(b) Criogenia

(6) Processos de Combustão
(a) Máquinas e Dispositivos de Queima
(b) Teoria da Combustão

(7) Estudos ambientais
(a) Poluição Térmica
(b) Poluição Atmosférica
(c) Uso Eficiente da Energia

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

ALGUMAS DATAS, EVENTOS E CIENTISTAS RELEVANTES

(fonte: Huang F. – *Engineering Thermodynamics*)

ALGUMAS DEFINIÇÕES E OBSERVAÇÕES DA TERMODINÂMICA

Data	Evento
1798	Conde Rumford (Benjamin Thompson) deu início à solução da polêmica da conversão de trabalho em calor por meio do seu experimento de usinagem de canhões
1799	Sir HumphryDavy estudou a conversão de trabalho em calor por meio de experimentos de esfregar gelo.
1824	Sadi Carnot publicou seu grande trabalho "Reflexões sobre o Poder Motriz do Fogo" que incluiu os novos conceitos de *ciclo* e o princípio de que uma máquina térmica reversível operando entre dois reservatórios de calor depende apenas das temperaturas desses reservatórios e não depende da substância de trabalho
1842	Mayer postulou o princípio de conservação de energia
1847	Helmholtz formulou o princípio de conservação de energia de forma independente de Mayer
1843 – 1848	James Prescott Joule estabeleceu o fundamento experimental da primeira Lei da Termodinâmica (lei de conservação de energia) ao conduzir experimentos para demonstrar a equivalência entre calor e trabalho.
1848	Lord Kelvin (William Thomson) definiu uma escala de temperatura absoluta baseada no ciclo de Carnot
1850	Rudolf J. Clausius foi provavelmente quem primeiro percebeu que há dois princípios básicos: a primeira e a segunda Leis da Termodinâmica. Ele também introduziu o conceito de energia interna
1865	Clausius estabeleceu os princípios da primeira e segunda Leis da Termodinâmica em duas linhas: 1- A energia do universo é constante 2- A entropia do universo tende em direção à um valor máximo
1875	Josiah Willard Gibbs publicou seu trabalho monumental "Sobre o Equilíbrio de Substâncias Heterogêneas", o qual generalizou a Termodinâmica para aplicá-la à sistemas heterogêneos e reações químicas. O seu trabalho incluiu o importante conceito de potencial químico.
1897	Max Planck estabeleceu a segunda Lei da Termodinâmica da seguinte forma: "É impossível construir uma máquina que, trabalhando em um ciclo completo, não vai produzir outro efeito do que o do levantamento de um peso e sofre o resfriamento de um reservatório de calor"
1909	Caratheodory publicou sua estrutura da Termodinâmica em base axiomática de forma completamente matemática.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/arnea

Definição Clássica: "Termodinâmica é a ciência que lida com Calor e Trabalho e suas inter-relações"

Callen: "Termodinâmica é o estudo dos resultados macroscópicos de miríades de coordenadas atômicas que, em virtude de médias estatísticas, não aparecem explicitamente na descrição macroscópica do sistema"

Kestin: "A ciência da Termodinâmica é um ramo da Física. Ela descreve os processos naturais nos quais as mudanças de temperatura desempenham um papel importante. Tais processos envolvem a transformação de uma forma de energia em outra. Conseqüentemente, a Termodinâmica lida com as leis que governam tais transformações de energia"

Van Wylen: "A Termodinâmica é a ciência da energia e da entropia"

Observações de A. Einstein sobre a Termodinâmica Clássica: "Uma teoria é tanto mais impressionante quanto maior for a simplicidade das suas premissas, quanto maior o número de coisas que ela relaciona e quanto maior for a amplitude da sua área de aplicação. Portanto, esta é a profunda impressão que a Termodinâmica Clássica realizou em mim. É a única teoria física de conteúdo universal que, assim estou convencido, nunca será derrubada dentro da área de aplicação dos seus conceitos básicos"

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

MÓDULO1 – CONCEITOS FUNDAMENTAIS DE ENGENHARIA TERMODINÂMICA

APRESENTAÇÃO

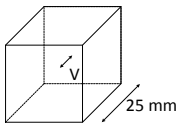
Neste módulo estudaremos os principais conceitos da termodinâmica com a finalidade de propiciar ao interessado uma base de conhecimentos necessários aos estudos dos ciclos de potência, de refrigeração e processos de manipulação do ar.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 1 – PropriedadesTermodinâmicas

1.1 - Ponto de vista microscópico e macroscópico

Considere um cubo de 25mm de aresta preenchido com um gás monoatômico a pressão atmosférica e temperatura ambiente.



Há cerca de 1020 átomos neste cubo. Seria preciso 6.1020 equações para descrever completamente o movimento destes átomos (3 para posição e 3 para velocidade). Essa é a visão microscópica.

A termodinâmica clássica utiliza o parto de vista macroscópico, isto é, se interessa pelos resultados médios das interações daqueles átomos que resultam nas propriedades de pressão, temperatura, energia interna, etc...

1.2 – Temperatura e Escalas de Temperatura

A temperatura é um tipo de conceito que é difícil de ser definido com rigor, apesar de todos possuirmos um conceito primitivo do seu significado. Para isso, as noções elementares de "quente" e "frio" podem auxiliar no seu entendimento. A quantificação da temperatura é realizada com o emprego de *escalas de temperaturas*, sendo que as escalas utilizadas com maior frequência são a escala

Fahrenheit, °F, e a Celsius, °C. Os fatores de conversão de uma escala para outra são:

$$°C = \frac{5}{9}(°F - 32), \qquad \text{e} \qquad °F = \frac{9}{5}°C + 32. \qquad \text{(1) e (2)}$$

As duas escalas acima definidas são *relativas*, pois dependem de valores do estabelecimento de temperaturas de referência, tais como o ponto triplo da água. É também possível que se defina uma *escala absolutade temperatura*, para o qual existe um zero absoluto. A escala absoluta de temperatura associada com a escala Fahrenheit é a Rankine, enquanto que a escala absoluta associada com a Celsius é a Kelvin. Os fatores de conversão são:

$$°R = °F + 459{,}69, \qquad \text{e} \qquad K = °C + 273{,}15. \qquad \text{(3) e (4)}$$

Note que na escala Kelvin o símbolo de grau é dispensado.

1.3 – Pressão

Pressão é a componente normal da força por unidade de área que age em um fluido em repouso e é igual em todas as direções em torno de um ponto do meio fluido.

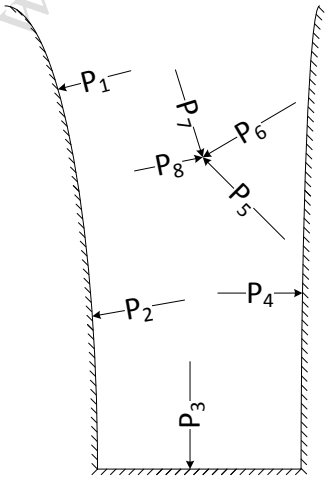


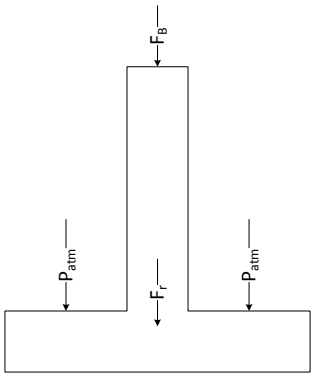
Figura 1.3.1 Distribuição de pressão

$$P = lim$$
$$\delta A \rightarrow \delta A'$$
$$\frac{\delta F_N}{\delta A}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Exercício 2.88 (Van Wylen 7ª ed.)

B é uma câmara que contém um gás e, em A, há um fluido hidráulico pressurizado a $\mathrm{P} = 500\mathrm{kPa}$. A massa do êmbolo é 25kg determine a pressão em B.



$$\mathrm{P_B A_B} + \mathrm{F_p} + \mathrm{P_o}(\mathrm{A_A} - \mathrm{A_B}) = \mathrm{P_a A_a}$$

$$\mathrm{P_B} = \mathrm{P_a A_a}\frac{\mathrm{F_p} - \mathrm{P_o}(\mathrm{A_A} - \mathrm{A_B})}{\mathrm{A_B}} = 6000\mathrm{kPa}$$

O gráfico esquemático da Figura1 ilustra as diversas formas de apresentar a pressão de um sistema, as quais podem ser uma pressão absoluta ou pressão relativa. Os adjetivos *absoluta* e *relativa* ou *manométrica* que acompanham o termo *pressão* dependem do instrumento que foi utilizado para medir o seu valor. Estes instrumentos estão indicados entre parênteses naFigura 1.

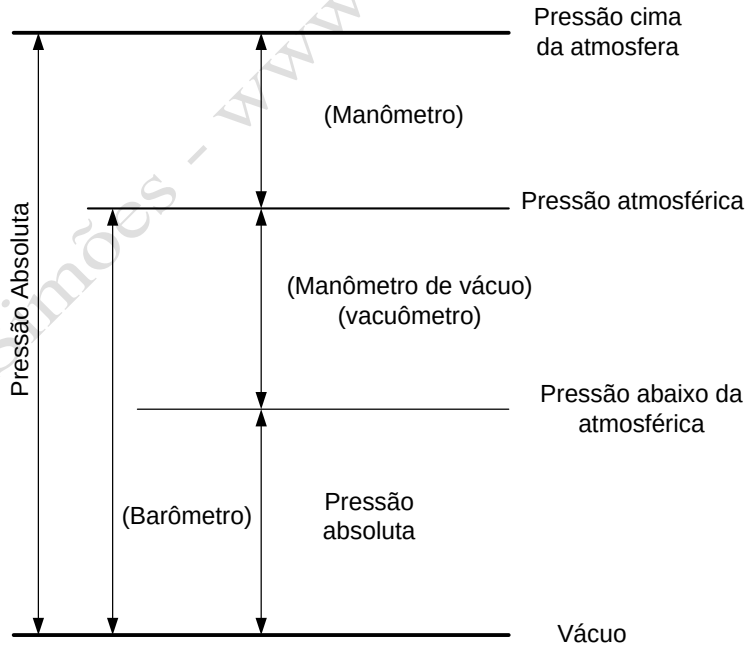


Figura 1.3.2 - Definições das diversas formas de apresentar a propriedade pressão

Uma *atmosfera padrão* vale 760 mmHg (milímetros de coluna de mercúrio) e em outras unidades ela vale:

Prof. Simões - www.pme.pol.usp.br/sisea

1 atmosfera padrão = 760 mmHg (*milímetros de coluna de mercúrio a 0 °C*),
= 29,92 inHg (polegadas de *coluna de mercúrio a 0 °C*),
= $1{,}01325 \times 10^5$ N/m^2 (*Newton por metro quadrado*),
= 101,325 kPa(*quilopascal*),
= 1,01325 bar (*bar*),
= 14,696 lbf/in^2 ou psig (*libra-força por polegada quadrada*),
= 760 Torr (*Torricelli*).

No sistema internacional 1 bar vale 10^5 N/m^2, sendo que a unidade N/m^2 recebe o nome de *pascal* ou, abreviadamente, Pa. Nesse texto, será usado preferencialmente um múltiplo da unidade pascal, qual seja o *quilopascal*, ou, kPa (10^3 N/m^2 = 1 kPa). Alternativamente, a unidade *bar* também poderá estar presente. A vantagem de se utilizar a unidade *bar* é que 1 bar vale aproximadamente 1 atmosfera padrão.

Exemplo:

1.1.1. Um manômetro indica a pressão de 70 lbf/in^2. Pede-se obter o valor equivalente em quilopascal (kPa).

Resolução:

Sabe-se que 1 lbf/in^2 = 6,8947 kPa,

então, 70 lbf/in^2 = 70 x 6,8947 = 482,633 kPa.

1.1.2 Converter 15 lbf/in^2 em atm.

Resolução:

Sabe-se que 1 lbf/in^2 = 0,068 atm,

então, 15 lbf/in^2 = 15 x 0,068 = 1,0207 atm.

A seguinte figura ilustra a medição de pressão por coluna de fluido

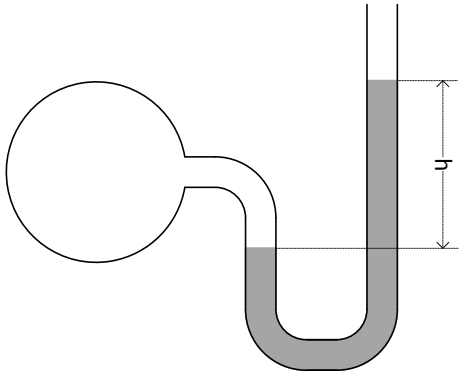


Figura 1.3.3 - Medidor de pressão

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$P_B = P_A + \rho g h$$

1.4 – Temperatura de Saturação

É a temperatura na qual o fluido muda de fase a uma dada pressão. Ex. A temperatura de saturação para a água na P_{normal} = 101,325 kPa é T_{sat} = 100,00°C.

1.5 – Pressão de Saturação

É a pressão na qual o fluido muda de fase a uma dada temperatura. Ex. A pressão de saturação para a água na T_{sat} = 100,00°C é P_{normal} = 101,325 kPa.

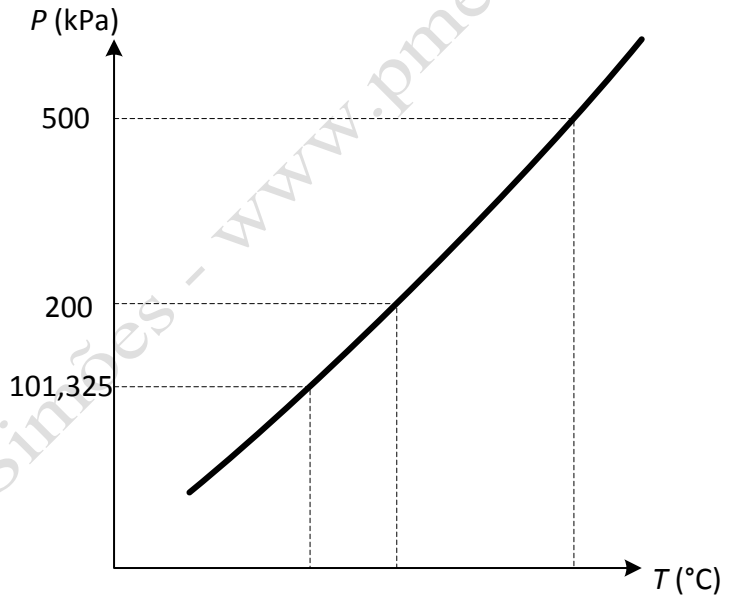


Figura 1.5.1 Curva de pressão de vapor ou curva de saturação da água.

Todas as substâncias puras possuem suas curvas de saturação correspondentes. Geralmente, os dados são tabelados.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

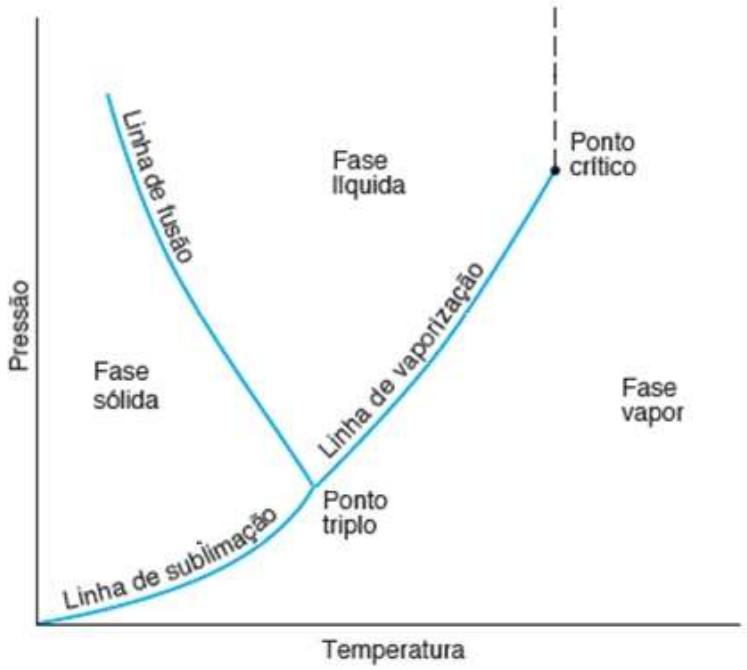


Figura 1.5.2 Diagrama de saturação da água.

1.6 – Volume Específico e Densidade

O *volume específico* é a razão entre o volume, *V*, ocupado por uma dada substância e a sua massa, *m*. A *densidade* é o inverso do volume específico. Às vezes o que este texto chama de densidade, em outros lugares é conhecido por *massa específica*. Entretanto, face à grande difusão e uso corrente do termo densidade, o mesmo será adotado preferencialmente.

Os símbolos gregos *v* e ρ serão usados para designarem o volume específico e a densidade, na ordem. No sistema internacional, a unidade do volume específico é m^3/kg, e a unidade da densidade é o seu recíproco. Resultando em:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}. \tag{5}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

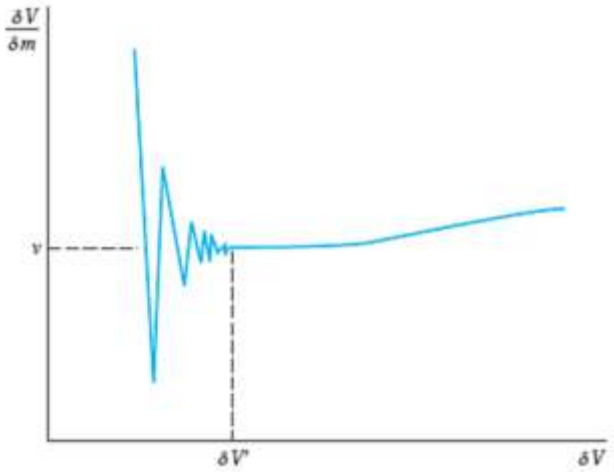


Fig. 1.6.1 Variação de volume.

Problema:

Um sistema termodinâmico é formado por água nos estados líquido ou vapor. A água no estado líquido ocupa 0,1% do volume total de 1l. Pede-se o volume específico (médio) da mistura.

$$p_L = 1000 kg/m^3 v_L = \frac{1}{p_L} V = \frac{v}{m}$$

$$p_v = 0{,}0231 kg/m^3 v_v = \frac{1}{p_v} V = 1l$$

$$p_V = \frac{m_V}{v_V} \quad \Longrightarrow \quad m_V = p_V . v_V = 0{,}999 pvV$$

$$p_L = \frac{m_L}{v_L} \quad \Longrightarrow \quad m_L = p_L . v_L = 0{,}001 pLV$$

$$m = m_v + m_L = (0{,}999pv + 0{,}001pL)V$$

$$= (0{,}999.0{,}0231 + 0{,}001.1000)V$$

$$m = 1{,}023.10^{-3} V$$

$$v = \frac{V}{1{,}023.10^{-3} V}$$

$$v = \frac{0{,}98 m^3}{kg}$$

E o volume específico das fases

$$v_l = \frac{1}{p_l} = \frac{1}{1000} = \frac{0{,}001 m^3}{kg}$$

$$v_v = \frac{1}{p_v} = \frac{1}{0{,}0231} = \frac{43{,}29 m^3}{kg}$$

Prof. Simões - www.pme.pol.usp.br/sisea

Comentário: perceba que o volume específico do sistema trata-se de um volume específico médio e difere dos volumes específicos das fases.

1.7 – Energia Interna e Entalpia

A *energia interna*, *U*, é a forma de energia acumulada pela substância devido ao seu movimento ou agitação molecular e às forças de interação moleculares. A *energia interna específica*, *u*, é definida como a energia interna de uma substância por unidade de massa. As unidades da energia interna e da energia interna específica no sistema internacional de unidades - SI, são J (joule) e J/kg (joule por quilograma), respectivamente.

A *entalpia*, *H*, é a propriedade que combina as propriedades energia interna, pressão e volume. Esta propriedade aparece em associação com análises que envolvem volume de controle e fluxos mássicos, tais como ocorrem nas máquinas térmicas. Analogamente à energia interna, pode-se definir a *entalpia específica*, *h*, ou seja, a entalpia por unidade de massa da substância. A relação entre entalpia específica e as outras propriedades é dada por:

$$h = u + Pv. \tag{6}$$

As unidades de entalpia e entalpia específica no sistema internacional de unidades – SI, são J e J/kg.

Prof. Simões www.pme.pol.usp.br/sisea

UNIDADE 2 –Substância Pura e Diagramas Termodinâmicos

Uma *substância pura* é definida como aquela que tem composição química invariável e homogênea. Esta noção é autoexplicativa, pois, por exemplo, quando se diz que uma determinada substância é formada por água, espera-se que se esteja referindo apenas à substância composta de moléculas de H_2O. No entanto, é amplamente sabido que na forma em que a água se encontra para fins de utilização doméstica e industrial, diversos outros componentes químicos estão presentes, tais como sais minerais e gases dissolvidos.

Para ser mais preciso, nas futuras citações da substância pura água será subentendido que ela é constituída apenas das moléculas H_2O. Note que a substância pura pode estar presente em uma de suas fases isoladamente ou em sua combinação, mas com a mesma composição química.

2.1 - Equilíbrio de fases em uma substância pura

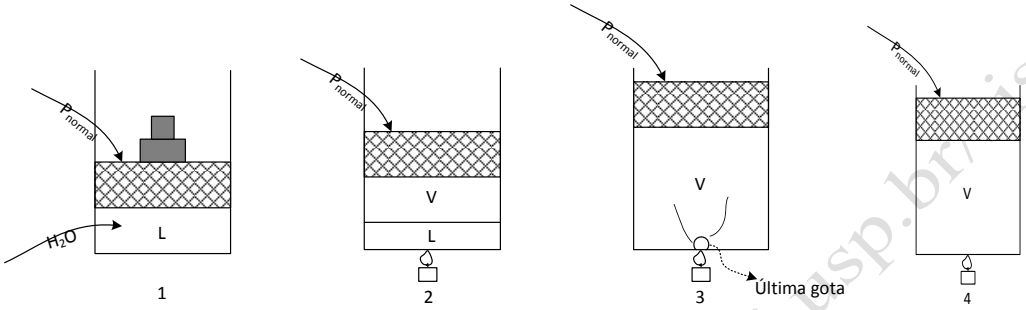


Figura 2.1.1 Fases de um fluido

Situação	T°C	v (m³/kg)	P (kPa)	Estado
1	de 25 a 100	aumenta pouco	normal	líquido
2	100	aumento considerável	normal	L + V
3	100	aumento considerável	normal	L + V
4	100	aumenta muito	normal	vapor

2.2 – Superfícies Termodinâmicas ou PVT

As propriedades P, T e volume específico estão correlacionadas entre si pelo próprio estado termodinâmico. Isto é, dadas duas destas propriedades (para P e T, não vale na saturação), a terceira está definida.

P, v → T definido

P, T → v definido

T, v → P definido

2.3 - Princípio do Estado Termodinâmico

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Duas propriedades independentes definem o estado termodinâmico. Uma vez definido o estado, todas as demais propriedades estão definidas. É possível projetas a superfície PvT em três planos: *Pv*, *Tv* e *PT.*

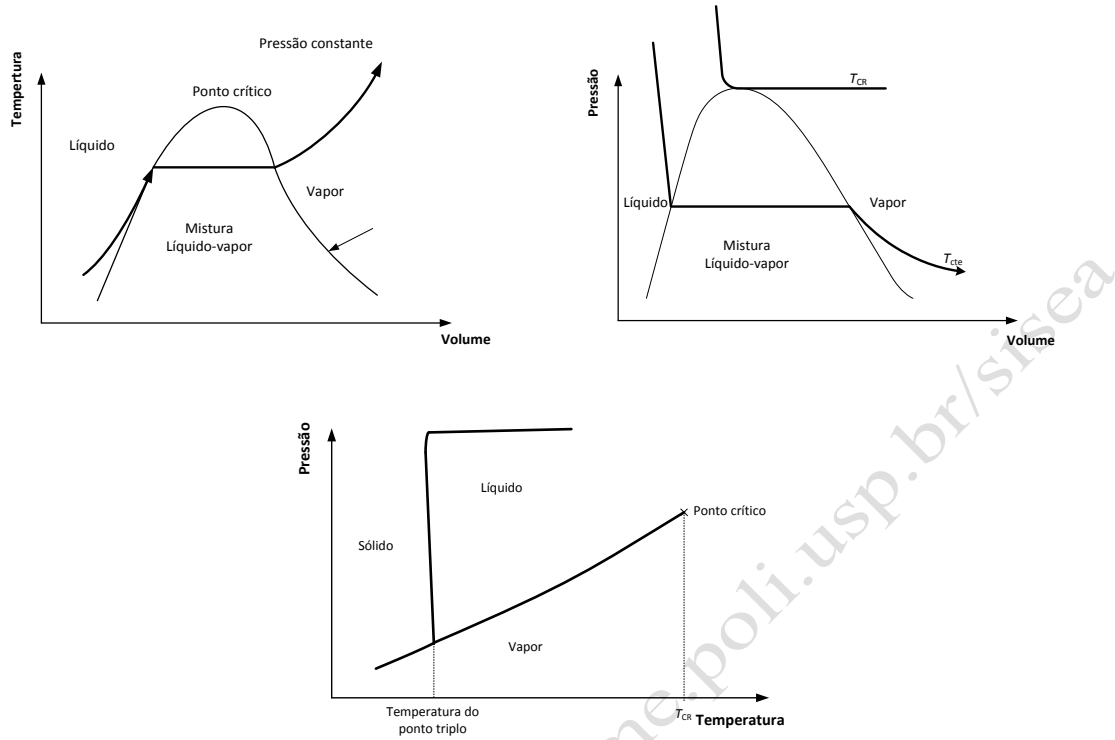


Figura 2.3.1 Diagramas Temperatura x Volume, Pressão Volume, e Pressão x Temperatura

2.4 – Propriedades e Tabelas Termodinâmicas

A água, bem como as demais substâncias puras, pode existir e coexistir nas três fases sólida, líquida e vapor ou em suas combinações, tais como mistura líquido-vapor. Uma projeção da região de equilíbrio entre as fases líquidas e vapor está ilustrada no diagrama Temperatura-volume específico da Figura 2.

A fase líquida da substância compreende o ramo esquerdo e toda a região à sua esquerda (também chamado de líquido comprimido), enquanto que do ramo direito da curva e para a direita a substância encontra-se na fase vapor (também chamado de vapor superaquecido).

Os dois ramos se encontram em um ponto singular chamado de *ponto crítico*, a partir do qual não se faz mais distinção entre as fases.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

A região interna representa a região bifásica onde as fases líquido e vapor coexistem em equilíbrio térmico, mecânico e químico. Essa região é também chamada de região de saturação. Alguns estados notáveis estão assinalados e representam fisicamente os estados da substância ilustrados nos esquemas cilindro-êmbolo que se encontram ao lado do diagrama.

A linha ilustrada no diagrama (1,2,3 e 4) também é uma linha de pressão constante ou, simplesmente, uma *isobárica*. Uma linha horizontal neste diagrama, que representa um processo de temperatura constante, é chamada de *isotérmica*, enquanto que uma linha vertical, processo de volume constante, é uma *isocórica*.

Existe uma relação funcional entre a pressão e a temperatura que recebe o nome de *curva de pressão de vapor*. A curva de pressão de vapor pode ser fornecida nas formas gráfica, analítica e tabelada.

A tabela 13 fornece valores precisos da pressão de vapor e outras propriedades relevantes para a água na saturação.

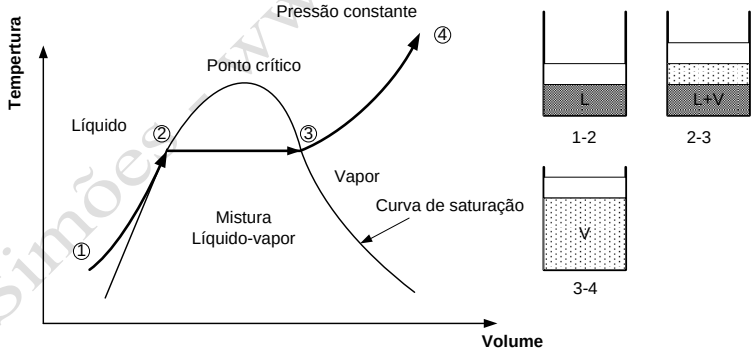


Figura 2.4.1 Diagrama Temperatura-volume específico para a água. Os processos 1→4 estão ilustrados no esquema pistão-êmbolo ao lado

Quando uma substância está na região de mudança de fase, define-se o título como sendo a razão entre a massa de vapor presente e a massa total da substância. Isto é:

$$x = \frac{m_v}{m_T} \tag{7a}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Propriedades médias como volume específico, energia interna específica e entalpia específica da mistura líquido-vapor saturada são obtidas a partir do título. Isto é:

$$\begin{aligned} v &= xv_V + (1-x)v_L \\ u &= xu_V + (1-x)u_L \\ h &= xh_V + (1-x)h_L \end{aligned} \qquad (7b)$$

onde, os índices "*L*" e "*V*" indicam líquido saturado e vapor saturado, respectivamente. São dados obtidos das tabelas de vapor saturadas.

Exemplos

2.2.1. Verificar os estados termodinâmicos da água se é líquido comprimido, vapor superaquecido ou uma mistura saturada de líquido e vapor.

(a) P = 10 MPa e v = 0,03 m^3/kg; (b) P = 10 MPa e T = 190 ^{0}C; (c) e T = 200 °C e v = 0,1 m^3/kg; (d) P = 10 kPa e T = 10 ^{0}C.

Resolução:

(a) vapor superaquecido; (b) líq. comp.; (c) mistura L + V saturada; (d) líq. comp.

2.2.2 Num sistema, água está a 100°C e constatou-se que há 10g de vapor enquanto que a massa total de água é 1 kg. Calcule o título e o volume específico médio.

$$x = m_v / m_T$$
$$x = 0,01/1$$
$$x = 0,01$$

Da tabela de Vapor, para T = 100°C

$$v_l = 0,001044\, m^3/kg$$
$$v_v = 1,6729\, m^3/kg$$
$$v = xv_l + (1-x)v_v$$
$$v = 0,01 \times 1,6729 + 0,99 \times 0,001044$$
$$v = 0,0178\, m^3/kg \text{ (volume específico médio)}$$

2.2.3 Um cilindro de 0,5 m³ contém 2 kg de água saturada em equilíbrio a uma pressão de 125 kPa. Pede-se:

a) Temperatura do sistema;

b) O título da mistura;

c) a massa de líquido e de vapor.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

a) Das tabelas de Termodinâmica: T = 105,99°C.

b) O título

$$v = V/m_T = 0,5/2 = 0,25 m^3/kg$$

$$v = x v_v + (1-x) v_l$$
$$x = (v - v_v)/(v_v - v_l)$$
$$x = (0,25 - 0,001048)/(1,3749 - 0,001048) = 0,182$$

c) as massas de líquido e vapor

$$x = m_v/m_T$$
$$m_v = x m_T = 0,182 \times 2 = 0,364 kg$$
$$m_l = m_T - m_v = 2 - 0,364 = 1,636 kg$$

2.5 – Sistema e Volume de Controle

Um *sistema* termodinâmico é definido como uma quantidade fixa de massa. Tudo o que for externo ao sistema é o *meio ambiente* e a região de separação entre o meio e o sistema é chamada de *fronteira*. Um conceito mais útil em análises que sistema é o *volume de controle, VC*. Ex. Gás encerrado em um dispositivo êmbolo cilíndrico.

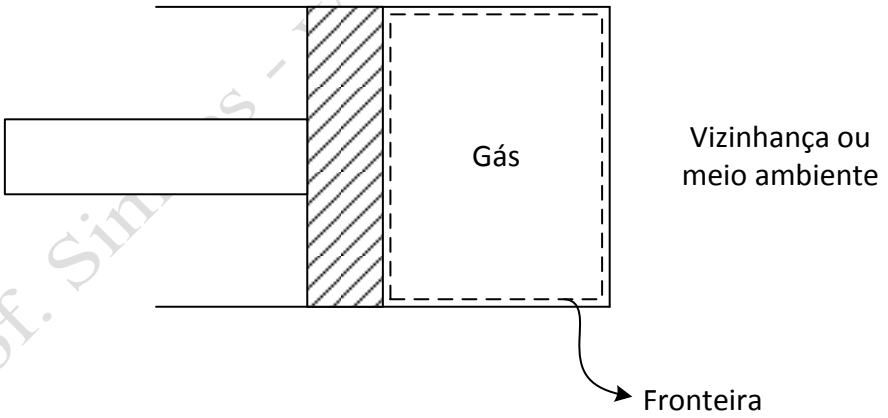


Fig. 2.5.1 - Sistema Termodinâmico.

Tudo que estiver fora do êmbolo é a vizinhança ou meio ambiente.A superfície que separa o sistema da vizinhança é a fronteira.Alguns autores chamam o sistema de sistema fechado.A fronteira pode ser móvel ou fixa.

O volume de controle é um volume hipotético ou real que engloba uma determinada região do espaço que nos interessa para conduzirmos uma análise ou estudo. Normalmente, o volume de controle engloba uma máquina ou partes de

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

uma instalação qualquer e ele é separado do meio através de uma *superfície de controle, SC*. Os conceitos de volume de controle e sistema serão melhor entendidos quando se estudar as leis de conservação adiante.

Ex. Compressor de ar

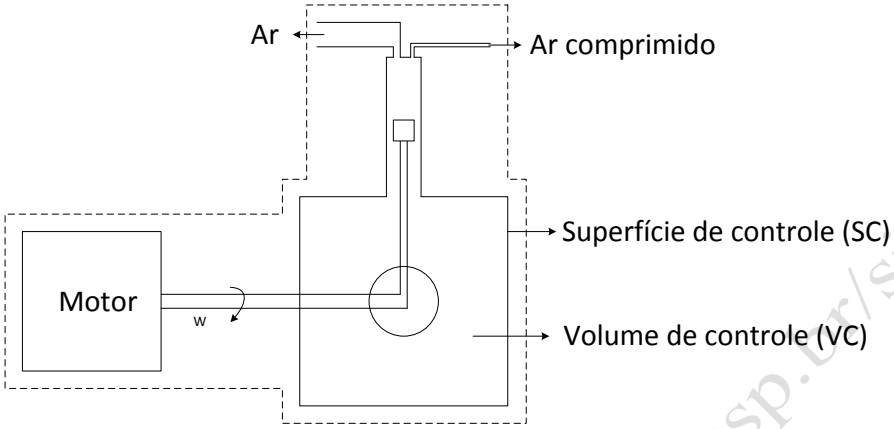


Figura 2.5.2 - Volume de controle

Volume de controle (VC) é um volume real ou imaginário que envolve uma região do espaço, tal como um equipamento. O VC é separado da vizinhança ou meio ambiente pela superfície de controle.

2.6 – Trabalho e Calor

O *trabalho*, *W*, *"Work"*, é a forma de interação de energia que um sistema ou volume de controle realiza ou sofre em relação ao meio que o circunda e que pode ser traduzido pela ação de uma força agindo sobre uma distância.

$$W = \int \vec{F} dx \tag{7}$$

O trabalho de uma força *F* é a integral do produto de projeção de $\vec{F}$ na direção do deslocamento. Trabalho devido à expansão de fronteira.

$$\begin{aligned} W &= \int F dx \\ V &= Ax \rightarrow dv = Adx \\ W &= \int F \frac{dv}{A} = \int P dv \end{aligned} \tag{8}$$

A *potência*, $\dot{W}$, é a taxa temporal na qual o trabalho é realizado. O trabalho de um sistema simples compressível (reversível) na forma diferencial é dado por:

$$\delta W = P dV \tag{9}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

onde o símbolo δ indica que o trabalho depende do processo executado. Claro que o trabalho total será a integral dessa expressão:

$$ {}_1W_2 = \int_{V_1}^{V_2} PdV \tag{10} $$

Portanto, para se calcular o trabalho pé preciso saber a relação funcional de *P* com *V*, ou seja, *P*(*V*). Sendo o caso mais simples, o da pressão constante ${}_1W_2 = P\Delta V$.

$$ \begin{aligned} {}_1W_2 &= \int_{V_1}^{V_2} PdV \\ w &= \frac{W}{m} = \int Pdv \\ [W] &= \mathrm{kJ} \\ [w] &= \frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}} \end{aligned} \tag{11} $$

Existem infinitas possibilidades de realização de trabalho entre dois estados. Analisando o gráfico da Figura 3, pode-se claramente perceber que diversos valores de trabalho ${}_1W_2$ podem ser obtidos entre os estados 1 e 2, dependendo do processo percorrido (caminho). Como o trabalho depende do processo, indicado pela equação (8), o processo C na figura (maior área sob a curva) é o que produzirá maior trabalho dentre os três processos A, B e C. O processo A é o que produzirá menor trabalho.

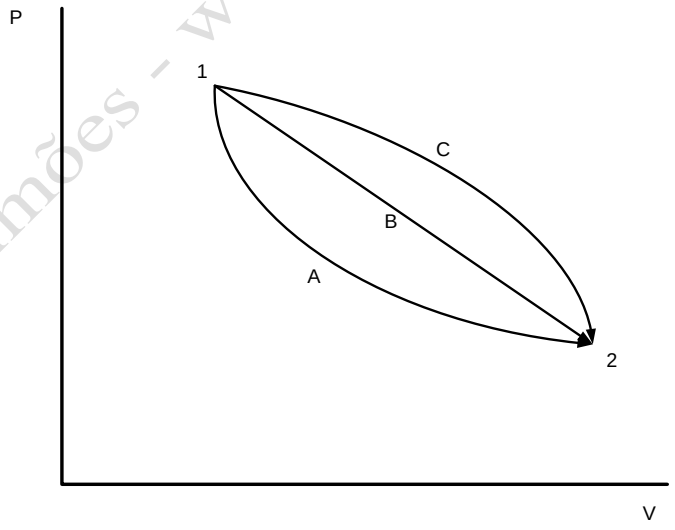


Figura 2.6.1 A, B e C produzem trabalhos diferentes entre os estados 1 e 2

O trabalho e, portanto, uma função de linha (cálculo). Em termodinâmica, estes caminhos percorridos são chamados de processos. Exemplificando um processo à pressão constante (isobárico).

Prof. Simões - www.pme.pol.usp.br/sisea

$$
\begin{aligned}
{}_1W_2 &= \int_{V_1}^{V_2} P dV \\
{}_1W_2 &= P\Delta V = P\left(V_1 - V_2\right)
\end{aligned}
\tag{12}
$$

2.7 – Calor

Calor, *Q*, é definido como a forma de energia que é transferida através da fronteira do sistema ou superfície do volume de controle devido exclusivamente a uma diferença de temperatura entre o sistema ou volume de controle e o meio ambiente. O *fluxo de calor*, $\dot{Q}$, é a taxa temporal na qual o calor é transferido.

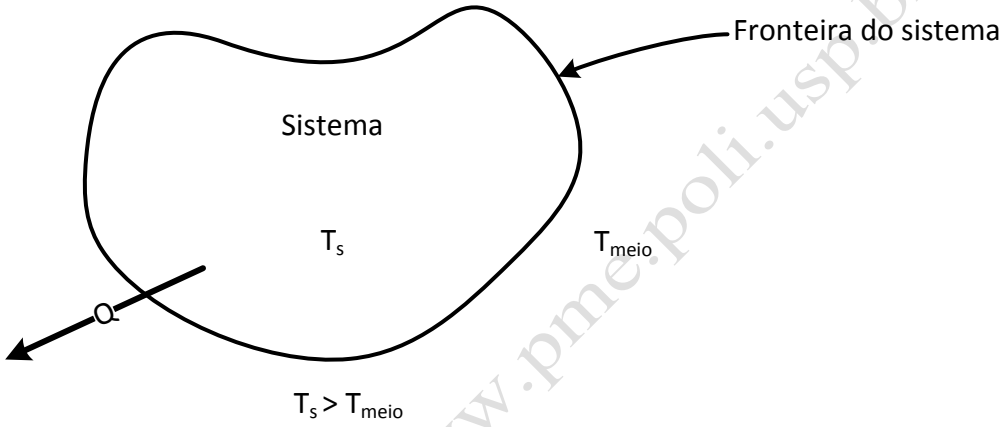


Figura 2.7.1 Troca de calor entre um sistema e o meio.

Assim, calor é um fenômeno detectado na fronteira do sistema. Logo, não se diz que um sistema "tem calor"! Assim como trabalho, calor é uma função de linha que depende, portanto, do processo termodinâmico.

A unidade de trabalho e calor é J no SI, enquanto que a potência e o fluxo de calor recebem a unidade de W (watts).

Exemplo:

1.2.2. Uma mistura de 1 kg de água nos estados líquido e vapor se encontram em um cilindro dotado de um pistão que pode se movimentar sem atrito. A temperatura inicial é de 120 ^{o}C e ocupa o volume de 0,1 m^3. Calor é fornecido ao cilindro de forma a que ocorra um processo a pressão constante. O fornecimento de calor é encerrado quando o volume atinge 0,2 m^3. Pede-se: determine os títulos inicial e final da mistura, a pressão, o trabalho realizado e o calor trocado.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

(nota: use a primeira lei da termodinâmica para um sistema que diz que $_1Q_2 - _1W_2 = \Delta U$*, onde os termos são calor trocado, trabalho realizado e, do lado direito da igualdade tem-se a variação da energia interna do sistema. Foram desprezadas outras formas de energia. Nas notas de aula essa equação é apresentada apenas para um volume de controle e o problema lida com um sistema).*

Resolução:

Se tratando de uma mistura líquido-vapor, o fluido se encontra na saturação. Através da tabela 13, obtém-se as propriedades para água saturada a 120°C.

P_{SAT}= 0,19853 kPa; v_L= 0,001060 m³/kg; v_V= 0,8919 m³/kg; u_L=503,48 kJ/kg; u_V= 2529,2 kJ/kg.

Como o processo é isobárico, P_1=P_2=P_{SAT}= 0,19853 kPa

Na condição inicial, o volume específico (médio) da mistura é

$$v_1 = \frac{V_1}{m} = \frac{0{,}1\ m^3}{1\ kg} = 0{,}1\ m^3/kg$$

Isolando o título na eq. 7b tem-se:

$$x_1 = \frac{v_1 - v_L}{v_V - v_L} = \frac{0{,}1 - 0{,}001060}{0{,}8919 - 0{,}001060}$$

$$x_1 = 0{,}111$$

A energia interna pode ser calculada através da equação 7b

$$u_1 = u_L + x_1(u_V - u_L) = 503{,}48 + 0{,}111 \times (2529{,}2 - 503{,}48)$$

$$u_1 = 728{,}464\ kJ/kg$$

Para a condição final, podem-se utilizar as mesmas equações:

$$v_2 = \frac{V_2}{m} = \frac{0{,}2\ m^3}{1\ kg} = 0{,}2\ m^3/kg$$

$$x_2 = \frac{v_2 - v_L}{v_V - v_L} = \frac{0{,}2 - 0{,}001060}{0{,}8919 - 0{,}001060}$$

$$x_2 = 0{,}2233$$

$$u_2 = u_L + x_2(u_V - u_L) = 503{,}48 + 0{,}2233 \times (2529{,}2 - 503{,}48)$$

$$u_2 = 955{,}858\ kJ/kg$$

O trabalho para um processo isobárico é dado por:

$$_1W_2 = P \times \Delta V = P \times (V_2 - V_1) = 0{,}19853 \times (0{,}2 - 0{,}1)$$

$$_1W_2 = 0{,}019853\ kJ$$

O calor fornecido pode ser calculado através da primeira lei da termodinâmica:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$_1Q_2 - {}_1W_2 = \Delta U$$

$$_1Q_2 - {}_1W_2 = m \times (u_2 - u_1)$$

$$_1Q_2 = 1 \times (955{,}86 - 728{,}46) + 0{,}019853 = 227{,}4\ kJ$$

2.8 – Equação de Estado, Gás Perfeito

As propriedades termodinâmicas estão relacionadas entre si por meio de *equações de estado*. As equações de estado podem ser estabelecidas por meios experimentais ou analíticos e estão disponíveis na forma de tabelas, gráficos ou equações algébricas. As equações de estado mais comuns são relações matemáticas que envolvem três propriedades, quais sejam a pressão, a temperatura e o volume específico. São equações do tipo *P-v-T* e podem ser escritas de uma forma genérica como:

$$f(P, v, T) = 0. \tag{13}$$

Uma equação de estado pode ser apresentada de uma forma muito complexa, contendo dezenas de coeficientes e termos. Contudo, uma característica comum é que todas elas tendem para um mesmo limite para valores baixos de pressão. Este limite de baixa pressão é dado pela seguinte expressão elementar, que é a forma mais simples das equações de estado:

$$Pv = RT, \tag{14}$$

onde *R* é a constante particular do gás ou vapor em questão e se relaciona com a chamada *constante universal dos gases perfeitos*, $\Re$, por intermédio de:

$$R = \Re / M, \tag{15}$$

sendo que *M* é a massa molecular. Alguns valores de $\Re$ são:

$\Re$ = 8,314 kJ/kmol.K,

= 1,987 kcal/kmol.K,

= 847,7 kgf.m/kmol.K.

Valores de constante particular de alguns gases selecionados podem ser vistos na Tabela 2 do apêndice.

A Equação (14) é a chamada *lei dos gases ideais* ou *perfeitos*, e só é válida para gases e vapores com as seguintes condições:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

1) Temperatura absoluta igual ou superior à temperatura crítica;

2) Baixa pressão ($P << P_{crit.}$) independentemente da temperatura.

Uma regra prática para se saber se o comportamento ideal é válido ou não numa dada situação consiste em comparar a pressão a que o gás está submetido com sua pressão crítica. Se essa pressão for muito menor, isto é, menor que cerca de 1% da pressão crítica, então é razoável usar a abordagem simplificada e a Equação (14) pode ser empregada. Isto significa que todos os gases e vapores tendem para o comportamento ideal em baixas pressões independentemente da sua temperatura. Outra regra em que o comportamento ideal é possível ocorre quando a temperatura absoluta da substância vale em torno do dobro da temperatura crítica para pressões não muito elevadas (maiores que, digamos, 10 vezes a pressão crítica). Note que essas duas regras devem ser aplicadas de forma independente, isto é, basta uma delas ser válida.

Exemplos:

1.2.3. Determine a massa de ar contida numa sala de 6m x 10 m x 3,5 m, sabendo que a pressão atmosférica local vale 96 kPa e a temperatura é de 25 °C.

Resolução:

Considerando o comportamento do ar em condições ambientes como o de um gás perfeito, pode-se utilizar a equação de estado para gases perfeitos:

$$P \times v = R \times T$$

Onde a constante do ar é: R= 0,287 kJ/kg.K, e a temperatura deve ser expressa em kelvin, portanto 25°C = 298,15 K

Lembrando que $v = \frac{V}{m}$*, a equação de estado pode ser escrita como:*

$$P \times \frac{V}{m} = R \times T \qquad m = \frac{P \times V}{R \times T} \qquad m = \frac{96 \times 6 \times 10 \times 3{,}5}{0{,}287 \times 298{,}15}$$

$$m = 235{,}6\ kg$$

1.2.4. Num cilindro de 0,5 m³ contém 2 kg de uma mistura de água líquida e vapor em equilíbrio a uma temperatura de 200°C. Qual é a pressão do sistema? Utilize: (a) tabelas; (b) equação dos gases ideais e; c) encontre o erro relacionado.

Com os dados do enunciado é possível calcular o volume específico:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$v = \frac{0,5}{2} = 0,25 m^3/kg$$

a) Da tabela de vapor, temos que:

$$v_l = 0,001157 m^3/kg$$
$$v_v = 0,12736 m^3/kg$$

Sendo o volume específico, maior que o volume específico de vapor saturado, então o fluido está no estado de vapor superaquecido. Portanto, deve-se consultar a tabela de vapor superaquecido. Usa-se a tabela A.1.3. Deve-se interpolar.

T(°C)	P (MPa)	v (m³/kg)
200	1	0,2060
200	P	0,25
200	0,8	0,2608

$$(v - v_A)/(v_B - v_A) = (P - P_A)/(P_B - P_A)$$
$$P = (P_B - P_A) \times (v - v_A)/(v_B - v_A) + P_A$$
$$P = (0,8 - 1) \times (0,25 - 0,206)/(0,2608 - 0,206) + 1$$
$$P \approx 0,839 MPa$$

b) Utilizando a equação dos gases ideais

para a água, $T_{crit.}$=647,3 K; $P_{crit.}$=22,09 MPa e; M=18.016

e R = 8,314 m³.Pa/mol.K

O critério (1) não se aplica, pois T = 200 + 273,15 = 473,15 K

e 473,15 < 2 x 647,3

Para o critério (2) tem-se que calcular a pressão e comparar.

$$P = RT/v \text{ e } R = \bar{R}/M = 8,314/18,016 \times 10^{-3} = 0,46148 \times 10^{-3}$$

$$P = (0,46148 \times 473,15 \times 10^3)/0,25$$
$$P = 873,4 kPa$$

c) O erro relacionado

$$\varepsilon_P = (873,4 - 839)/839 \times 100\%$$
$$\varepsilon_P = 4,1\%$$

Em pressões mais baixas o erro seria bem menor.

2.9 – Outras Equações de Estado

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

A equação de estado (EDE) mais simples possível é a equação dos gases ideais apresentadas acima. Porém, ela apresenta limitações e só pode ser usada para o vapor (ou gás) nas condições de baixa pressão ou de temperatura especificada. Uma modificação daquela equação pode ser obtida introduzindo-se o conceito do fator de compressibilidade *Z*.

$$Z = \frac{PV}{RT}\begin{cases} \text{se } Z \cong 1 \rightarrow g\text{ases reais} \\ \text{se } Z \neq 1 \rightarrow g\text{ases reais} \end{cases} \tag{16}$$

Então, pode-se usar um diagrama generalizado.

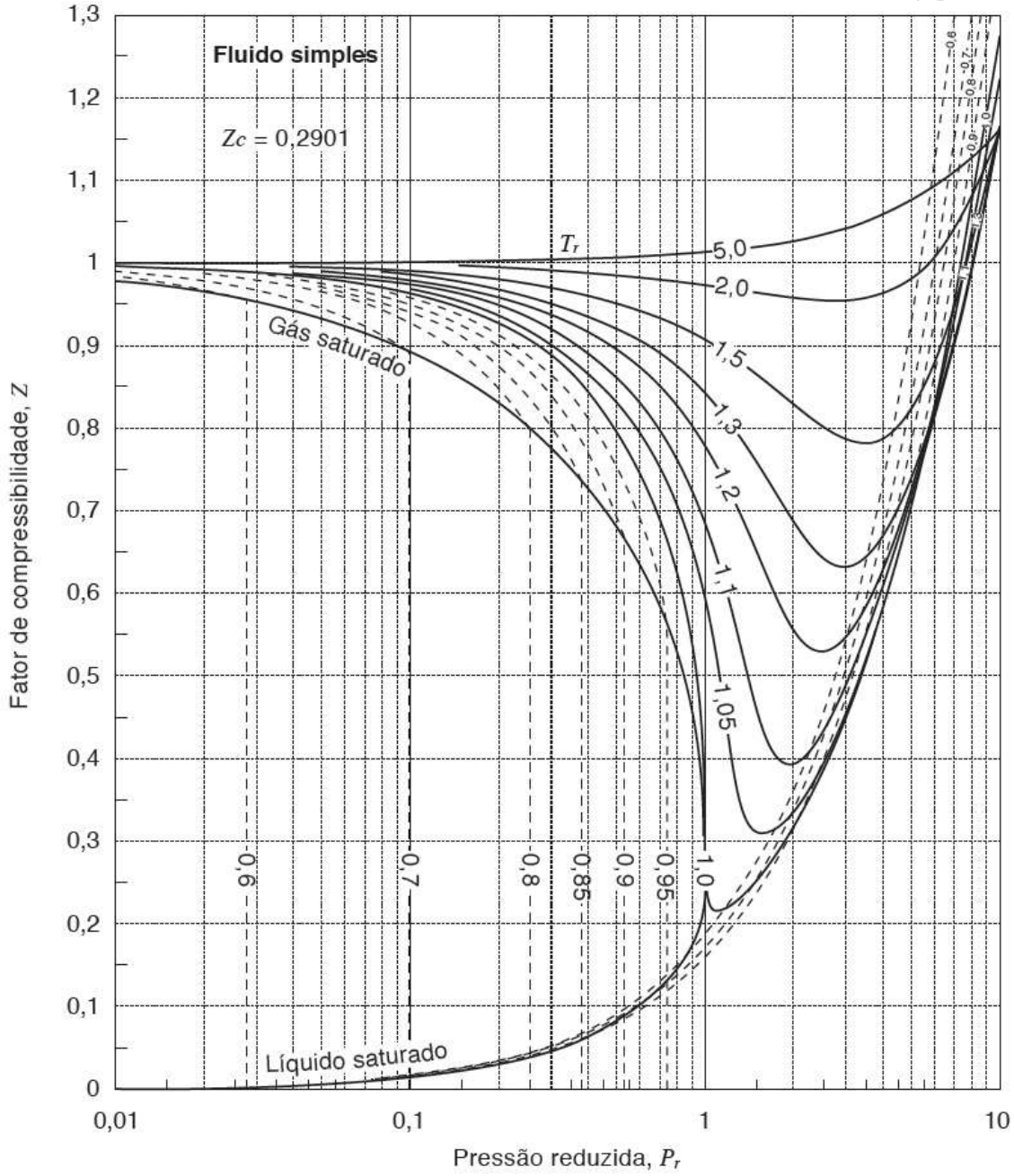


Figura 2.9.1 Diagrama de pressão Reduzida e fator de compressibilidade, *Z*.

Para:

Pressão reduzida:

$$P_r = \frac{P}{P_c} \tag{17}$$

Temperatura reduzida:

$$T_r = \frac{T}{T_c} \tag{18}$$

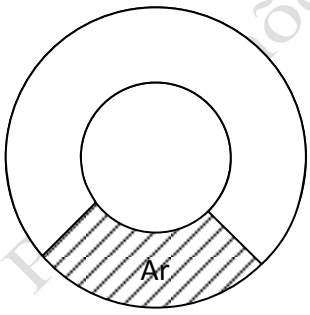
Outrasequações:
- Van der Waals
- Beattie-Bridgeman
- Redlich-Kwong
- Benedict-Webb-Rubin
- ...

Ou tabelas - As tabelas também funcionam como equações de estado.

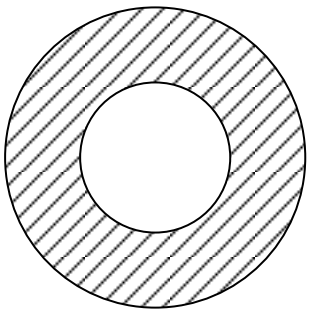
2.10 – Mudança de Estado

Um sistema sofre(ou executa) um estado quando ele muda de um estado para outro. Os estados intermediários através dos quais passa durante o seu processo do estado inicial para o estado final constitui o caminho daquele processo.

Exemplo: Suponha um pneu de bicicleta a P_1=0,4 MPa (estado inicial) e comece a vazar até P_2=0,1 MPa (estado final), enquanto a temperatura permanece constante.



.



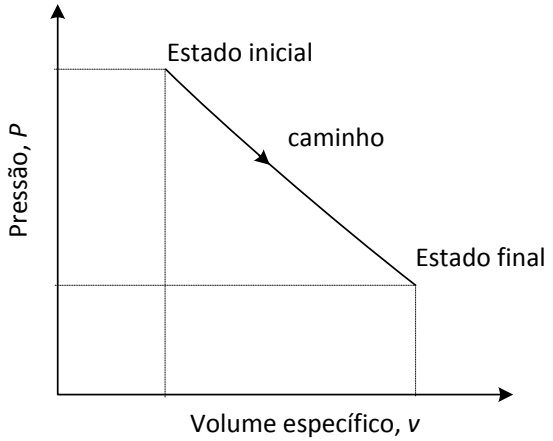
P_1 = 0,4 MPa

Sistema no estado inicial

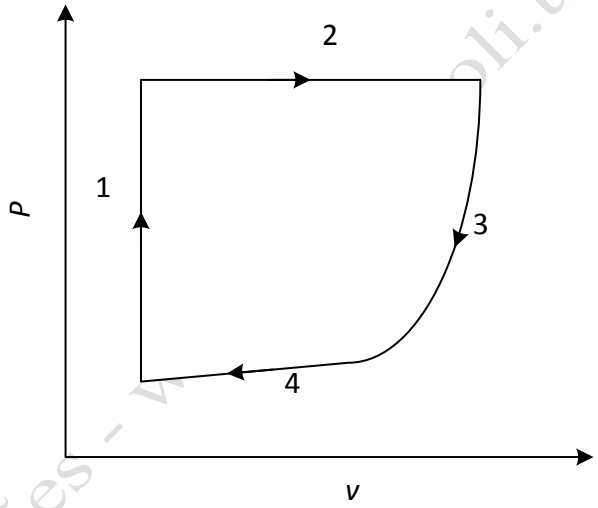
P_2 = 0,1 MPa

Sistema no estado final

Instalações - www.pme.poli.usp.br/sisea



Em algumas máquinas térmicas, pode-se ter a realização de um ciclo termodinâmico em que uma série de processos são executados, os quais trazem o sistema ao estado inicial.

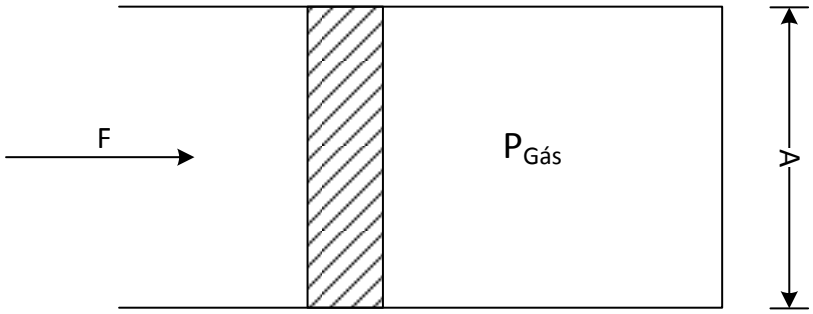


Equilíbrio termodinâmico significa estar em:

- Equilíbrio térmico (igualdade de temperatura)
- Equilíbrio mecânico (igualdade de pressão)
- Equilíbrio químico (não há mudança espontânea na composição)

Quando os desvios dói equilíbrio durante a execução de um processo são muitos pequenos se têm os chamados processos quase-estáticos ou de quase-equilíbrio.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea



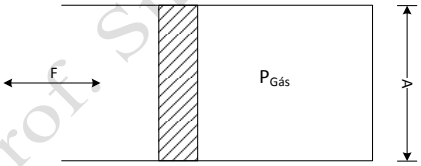
Se durante a compressão (expansão) do gás a pressão externa F/A for infinitesimalmente maior (menor) que a pressão interna do gás (enquanto *T* é constante), então este é um processo quase-estático.

2.11 - Processo Reversível

Se um processo puder ser revertido completamente em todos os detalhes seguindo exatamente o mesmo caminho originalmente percorrido, então diz-se que o processo é reversível. Nenhuma evidência no sistema ou nos sistemas deverá existir de que tal processo tenha ocorrido. Uma condição necessária, mas não suficiente, é que o processo seja quase-estático.

Alguns fatores que causam irreversibilidade:

-Expansão/compressão muito rápida:



não há tempo para que o equilíbrio seja reestabelecido;

-Atrito: Trabalho é transformado em calor;

-Troca de calor a diferentes temperaturas.

2.12 – Calores Específicos

Prof. Simões - www.dme.poli.usp.br/sisea

O calor específico de uma substância é uma propriedade termodinâmica muito importante, a qual permite obter as demais propriedades térmicas como energia interna e entalpia. Distinguem-se dois tipos de calores específicos. O *calor específico a pressão constante, C_p,* é dado por:

$$C_p = \left.\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P . \tag{19}$$

Já, o *calor específico a volume constante, C_v,* é dado por:

$$C_v = \left.\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v . \tag{20}$$

Como se vê, as definições dos calores específicos envolvem derivadas parciais. Contudo, verifica-se que para gases perfeitos, tanto a energia interna, como a entalpia são funções exclusivas da temperatura. Nesse sentido, as derivadas parciais acima se transformam em derivadas comuns. Dos dois calores específicos, o calor específico a pressão constante é o que mais interessa para as análises subseqüentes.

Para gases perfeitos a energia interna, *u*, não depende do volume específico, mas tão somente da temperatura (experimento de Joule), isto é:

$$u = u(T) \tag{21}$$

$$C_v = \frac{du}{dT}$$

$$du = C_v dT$$

$$\Delta u = \int du = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT \tag{22}$$

Se C_v = constante, vamos chamar de C_{v0}, então $\Delta u = C_{v_0} \Delta T$. Por outro lado, para gases perfeitos, temos que *u*(*T*) e, pela definição de h, vem:

$$h = u + Pv \tag{23}$$

Como

$$Pv = RT \tag{24}$$

então

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$h = u + RT \tag{25}$$

Para gás perfeito, u(T), portanto, concluímos que h=h(T). Então:

$$C_p = \frac{dh}{dT} \tag{26}$$

e

$$\Delta h = \int dh = \int C_p dT \tag{27}$$

Se C_p =constante, chamado de C_{p0}, vem $\Delta h = C_{p0}\Delta T$

Se C_p for C_p(T), basta fazer a integração $\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT$ ou definir um $\overline{C}_p$ (médio) entre as temperaturas T_1 e T_2.

$$\Delta h = \overline{C}_p \Delta T \text{ ,} \tag{28}$$

sendo que

$$\overline{C}_p = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \tag{29}$$

C_p é tabelado para gases perfeitos.

Verifica-se que normalmente o valor de C_p (e também C_v) permanece constante para uma razoável faixa de temperatura (para um gás perfeito C_{pe} $C_v$são constantes por definição). Sob tais circunstâncias, a propriedade entalpia pode ser rapidamente calculada a partir da integração da Equação (12), o que resulta em:

$$h = h_0 + C_p (T - T_0), \tag{30}$$

onde o índice "0" indica uma condição de referência para a qual a propriedade é conhecida. Arbitrariamente, pode-se estabelecer que a entalpia h_0 vale 0 J/kg para T_0 = 0 °C e então se obtém a bem conhecida forma h = C_pT, o que deve permanecer válido desde que não haja mudança de fase.

Se uma substância mudar de fase durante um processo, então se deve levar em consideração o valor correspondente da entalpia associada com o processo de condensação ou vaporização, conforme o caso. A unidade dos calores específicos no SI é J/kg °C.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Para gases perfeitos existe uma relação muito útil entre os calores específicos e a constante do gás dada pela seguinte definição, partida da definição da entalpia, *h*:

$$h = u + Pv$$

Para gás perfeito, $h = u + RT$

Em termos diferenciais $dh = du + RdT$, logo

$$C_p \cancel{dT} = C_v \cancel{dT} + R\cancel{dT}$$

$$\boxed{C_p - C_v = R} \qquad (31)$$

Certos problemas ocorrem quando se está trabalhando em *alta temperatura* associados com o fato de que os calores específicos não são mais constantes, mas dependem da temperatura, como ocorre com os produtos de combustão. Assim, se variações muito grandes de temperatura estiverem envolvidas, deve-se proceder a um cálculo mais acurado do calor específico, por exemplo, usando o *calor específicomédioa pressão constante* na faixa de temperatura de interesse. Essa última grandeza é simplesmente dada pela definição de média, ou seja:

$$\overline{C}_p = \frac{1}{T_2 - T_1}\int_{T_1}^{T_2} C_p dT. \qquad (32)$$

Os calores específicos podem ser aproximados por polinômios. Reid (1987) apresenta os calores específicos de diversas substâncias aproximados por um polinômio do terceiro grau, genericamente dado pela equação:

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \qquad [\text{kJ/kmol K}], \qquad (33)$$

onde, a temperatura *T* é dada em kelvin e as constantes *a* até *d* são dadas na Tabela 3do apêndice para alguns gases de interesse.

A unidade do calor específico está dada em kJ/kmol K. Normalmente, prefere-se utilizar a unidade específica na massa, para isso basta dividir C_p em kJ/Kmol K pela massa molecular do gás para se obter o C_p na unidade de kJ/kg K. Note que, em termos práticos, é indiferente escrever kJ/kg K ou kJ/kg °C.

2.13 – Lei da Conservação de Massa ou da Continuidade

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

A maioria dos processos de interesse envolvem fluxos mássicos para dentro ou fora de um equipamento ou instalação como, por exemplo, fluxos de ar e água através de uma torre de resfriamento, ou fluxos de ar e de combustível através de máquinas térmicas (turbinas e motores).

Dessa forma, deve-se estabelecer um procedimento de análise para considerar e contabilizar tais fluxos de fluido. Considerando um volume de controle faz-se um balanço de massa sobre o mesmo em dois instantes de tempo, *t* e *t* + δ*t* (Figura 4).A seguinte expressão do balanço de massa ou material poder ser escrita para um dado instante de tempo *t* e para uma dada substância ou espécie química. A figura 4 mostra o esquema da variação de massa entre o tempo *t* e *t*+δ*t*.

$$\begin{pmatrix}\text{variação da massa}\\ \text{contida no volume}\\ \text{de controle}\end{pmatrix}_t = \begin{pmatrix}\text{soma dos fluxos de}\\ \text{massa que entram no}\\ \text{volume de controle}\end{pmatrix}_t - \begin{pmatrix}\text{soma dos fluxos de}\\ \text{massa que deixam o}\\ \text{volume de controle}\end{pmatrix}_t \qquad (34)$$

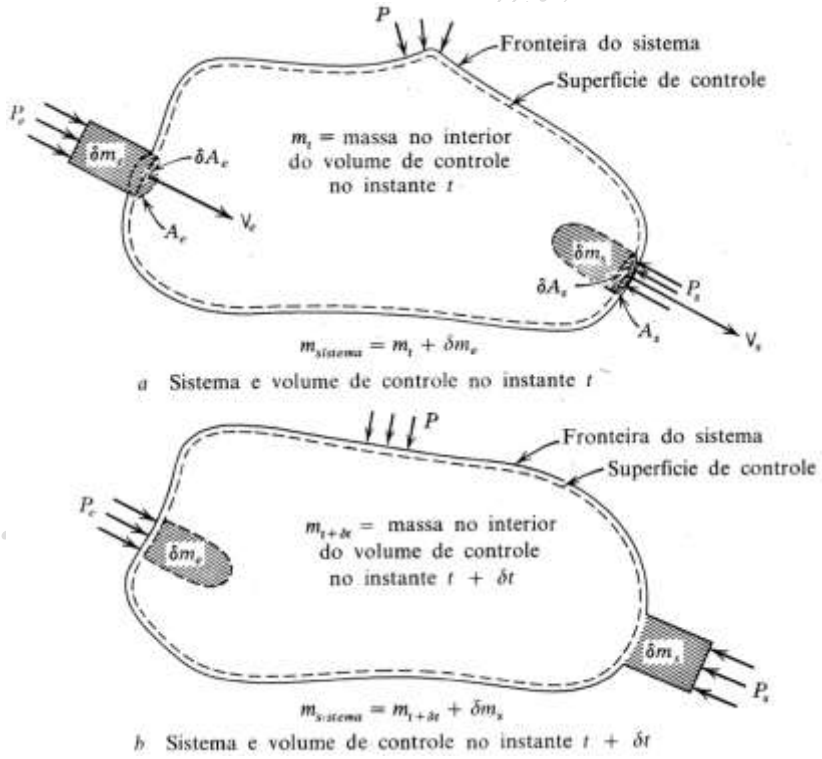


Figura 2.13.1 Esquema de um volume de controle envolvendo um equipamento e os fluxos mássicos que o cruzam através da superfície de controle

Massa no VC em *t*+δ*t*: $m_{t+\delta t} = m_t + \delta m_e - \delta m_s$

Então, logo: $m_{t+\delta t} - m_t - \delta m_e + \delta m_s = 0$

Dividida por δt, temos:

$$\frac{m_{t+\delta t} - m_t}{\delta t} - \frac{\delta m_e}{\delta t} + \frac{\delta m_s}{\delta t} = 0 \tag{35}$$

Fazendo δtmuito pequeno, matematicamente, $\delta t \longrightarrow 0$

$$\underbrace{\lim_{\delta t \to 0} \frac{m_{t+\delta t} - m_t}{\delta t}}_{\text{I}} - \underbrace{\lim_{\delta t \to 0} \frac{\delta m_e}{\delta t}}_{\text{II}} + \underbrace{\lim_{\delta t \to 0} \frac{\delta m_s}{\delta t}}_{\text{III}} = 0 \tag{36}$$

(I) Taxa temporal de variação de massa do VC

$$\lim_{\delta t \to 0} \frac{m_{t+\delta t} - m_t}{\delta t} = \frac{\mathrm{d}m_{VC}}{\mathrm{d}t} \quad \left[\mathrm{kg/s}\right] \tag{37}$$

(II) Fluxo de massa que entra no VC

$$\lim_{\delta t \to 0} \frac{\delta m_e}{\delta t} = \dot{m}_e \quad \left[\mathrm{kg/s}\right] \tag{38}$$

(III) Fluxo de massa que deixa o VC

$$\lim_{\delta t \to 0} \frac{\delta m_s}{\delta t} = \dot{m}_s \quad \left[\mathrm{kg/s}\right] \tag{39}$$

Assim:

$$\frac{\mathrm{d}m_e}{\mathrm{d}t} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \tag{40}$$

Suponha que existam várias entradas e várias saídas de massa, então:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{VC} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s, \tag{41}$$

onde,

$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{VC}$ - variação instantânea da massa contida no volume de controle,

$\sum \dot{m}_e$ - somatória de todos os fluxos mássicos instantâneos que entram no *VC, e*

$\sum \dot{m}_s$ - somatória de todos os fluxos mássicos instantâneos que deixam o *VC*.

Uma importante simplificação pode ser feita quando a massa contida no volume de controle permanece inalterada com o tempo, o que significa que a sua derivada com o tempo é nula. Quando isto acontece, diz-se que o processo se encontra em

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

regime permanente ou *estacionário*. Os processos analisados neste módulo serão todos processos em regime permanente, a menos que seja especificado em contrário. Com a hipótese de regime permanente, a formulação acima se reduz a:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s. \tag{42}$$

Exemplo:

1.2.4. Um reservatório cilíndrico de 5 m^3 recebe um fluxo de água a uma taxa de 1000 kg/h. Por uma única saída, a água é consumida a uma vazão constante de 800 kg/h. Pergunta-se: após quanto tempo o reservatório vai transbordar se inicialmente o reservatório possui 3 m^3 de água?

Resolução:

Considerando a densidade da água constante e igual a 1000 kg/m³. Aplicando a equação da continuidade.

$\sum \dot{m}_E - \sum \dot{m}_S = \frac{dm}{dt}$ *, integrando no tempo, resulta em*

$$(\dot{m}_E - \dot{m}_S) \times \Delta t = m_f - m_i$$

$$(\dot{m}_E - \dot{m}_S) \times \Delta t = \rho(V_f - V_i)$$

$$(1000 - 800) \times \Delta t = 1000 \times (5 - 3)$$

$$\Delta t = 10\ horas$$

1.2.5. Uma turbina a vapor é alimentada com 5 m^3/s de vapor de água a 3 MPa e 400 °C. A turbina apresenta uma extração intermediária de vapor. A temperatura e a pressão do vapor na tubulação de extração são iguais a 200 °C e 600 kPa. Já a pressão e o título na tubulação de descarga principal da turbina são iguais a 20 kPa e 90%. Sabendo que a vazão em massa na extração é igual a 15% da vazão em massa na seção de alimentação da turbina e que a velocidade na tubulação de descarga principal é 20 m/s, determine a vazão volumétrica de extração e o diâmetro da tubulação de descarga principal da turbina.

Resolução:

O enunciado descreve 3 estados termodinâmicos distintos, será identificado como (1) o estado de entrada da turbina, (2) o estado na posição de saída da extração e (3) o estado dos gases na descarga principal.

Para o início do problema, são levantadas as propriedades dos gases nos 3 estados descritos. As propriedades foram obtidas das tabelas em anexo.

Estado 1 (vapor superaquecido): v_1= 0,13243 m³/kg; h_1= 3682,3 kJ/kg
Estado 2 (vapor superaquecido): v_2= 0,35202 m³/kg; h_2= 2850,1 kJ/kg
Estado 3 (vapor saturado): v_L= 0,001017 m³/kg; v_V= 7,649 m³/kg

Pela definição de volume específico pode-se calcular a vazão em massa na entrada da turbina a vapor.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{\dot{v}_1} = \frac{5}{0{,}13243} \qquad \dot{m}_1 = 37{,}756\ kg/s$$

$$\dot{m}_2 = 0{,}15 \times \dot{m}_1 = 0{,}15 \times 37{,}756 \qquad \dot{m}_2 = 5{,}66\ kg/s$$

$$\dot{m}_3 = (1 - 0{,}15) \times \dot{m}_1 = (1 - 0{,}15) \times 37{,}756$$

$$\dot{m}_3 = 32{,}09\ kg/s$$

A vazão em volume na extração também pode ser calculada pela definição do volume específico.

$$\dot{v}_2 = \frac{\dot{V}_2}{\dot{m}_2}\ \dot{V}_2 = \dot{v}_2 \times \dot{m}_2 = 0{,}35202 \times 5{,}66 \qquad \dot{V}_2 = 2\ m^3/s$$

Se o título do vapor na saída da turbina (3) é de 90%, determina-se o volume específico médio do estado 3.

$$v_3 = x_3 v_V + (1 - x_3) v_L \qquad v_3 = 0{,}9 \times 7{,}649 + (1 - 0{,}9) \times 0{,}001017$$

$$v_3 = 6{,}884\ m^3/kg$$

Através da equação da vazão em massa, pode-se determinar o diâmetro da tubulação de descarga principal.

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{V}_3}{v_3} \qquad \dot{m}_3 = \frac{v_3 \times A_3}{v_3} \qquad 32{,}09 = \frac{20 \times \left(\frac{\pi \times {D_3}^3}{4}\right)}{6{,}884}$$

$$D_3 = 3{,}75\ m$$

2.14 – Lei da Conservação da Energia ou Primeira Lei da Termodinâmica

A *lei da conservação da energia* é também conhecida como *primeira lei da Termodinâmica*. De forma análoga ao caso anterior, esta lei se preocupa em contabilizar um determinado balanço: o balanço de energia.A lei estabelece que a energia não pode ser criada, nem destruída, mas permanece constante (exceto em situações relativísticas em que transformações entre massa e energia ocorrem).

Note que a lei informa que a energia permanece inalterada, mas isto não significa que as *formas de energia* são imutáveis. As formas de energia que nos interessam são: energia interna, energia potencial gravitacional, energia cinética, calor e trabalho.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Outras formas (energia elétrica ou química, por exemplo) podem também ser incluídas no balanço, mas não interessam no estudo aqui desenvolvido. Utilizando um esquema de balanço semelhante ao de balanço de massa, a lei da conservação da energia, para o volume de controle da Figura5, pode ser escrita como:

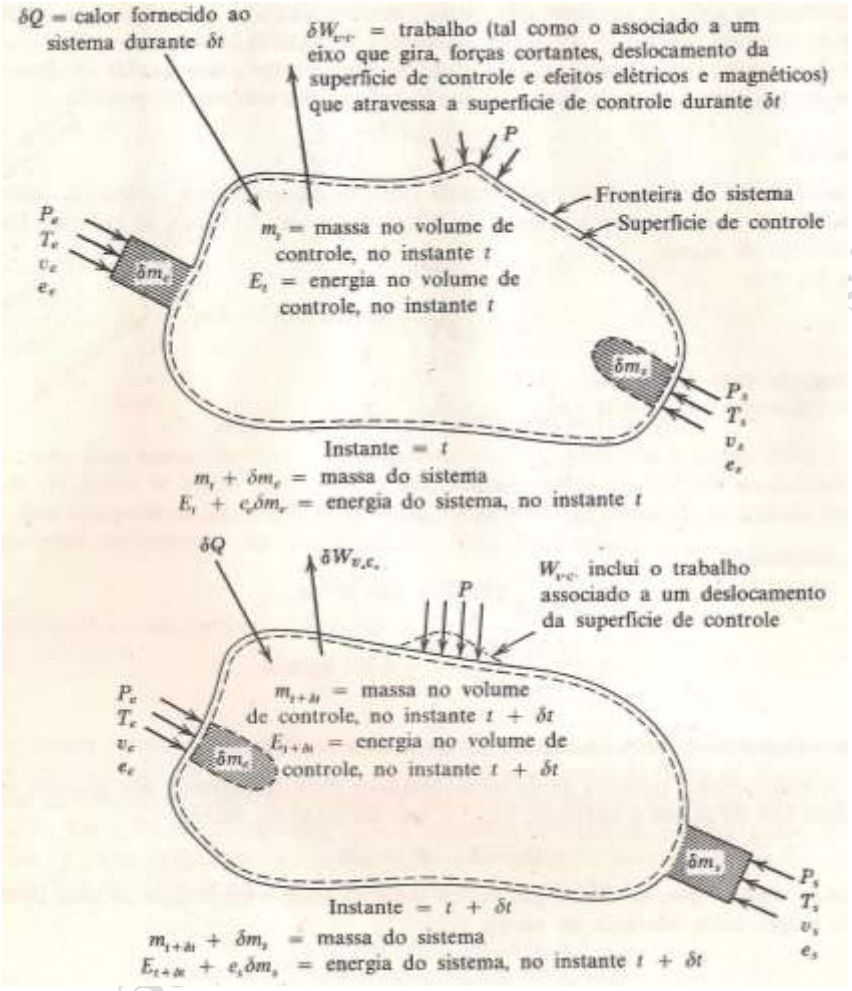


Figura 2.14.1 Volume de controle envolvendo um equipamento ilustrando os fluxos de energia associados com os fluxos mássicos e interações de calor e trabalho com o meio

δm_e porção de massa que entra no VC entre t e $t+\delta t$

δm_s porção de massa que deixa o VC entre t e $t+\delta t$

m_t massa dentro do VC no instante t

$m_{t+\delta t}$ massa dentro do VC no instante $t+\delta t$

$\delta W_T = W_{t+\delta t} - W_t$ trabalho total realizado (sofrido) pelo VC entre $t+\delta t$

$\delta Q_{VC} = Q_{t+\delta t} - Q_t$ calor total trocado pelo VC entre $t+\delta t$

E_t energia total do VC em t

$E_{t+\delta t}$ energia total do VC em $t+\delta t$

$$\begin{pmatrix}\text{variação da energia}\\ \text{total contida no}\\ \text{volume de controle}\end{pmatrix}_t = \begin{pmatrix}\text{energia que entra no}\\ \text{volume de controle}\\ \text{associada com os}\\ \text{fluxos mássicos}\end{pmatrix}_t - \begin{pmatrix}\text{energia que deixa o}\\ \text{volume de controle}\\ \text{associada com os}\\ \text{fluxos mássicos}\end{pmatrix}_t + \begin{pmatrix}\text{fluxo de calor}\\ \text{trocado pelo VC}\\ \text{através da SC}\end{pmatrix}_t - \begin{pmatrix}\text{potência de eixo}\\ \text{realizado / sofrida}\\ \text{pelo VC}\end{pmatrix}_t \quad (43)$$

O balanço de energia expresso pela Equação (34) é traduzido em termos matemáticos pela seguinte dedução:

Energia total do sistema no instante *t* (considerando a energia que entra com δm_e)

$$E_1 = E_t + e_e \delta m_e \tag{44}$$

Energia total do sistema no instante $t+\delta t$ (considerando a energia que sai com δm_s)

$$E_2 = E_{t+\delta t} + e_s \delta m_s \tag{45}$$

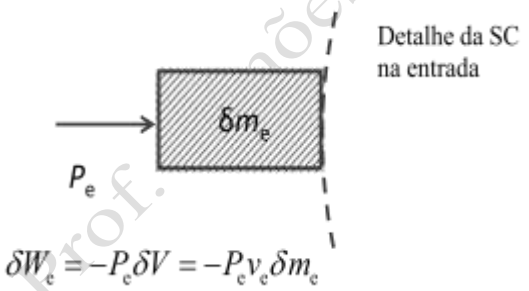
Assim, a variação total da energia é:

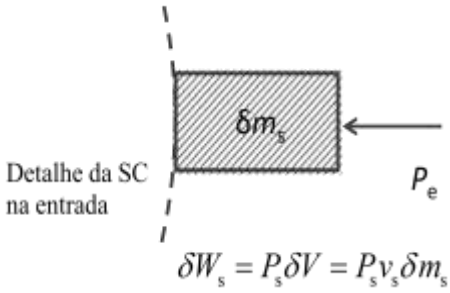
$$\Delta E = E_2 - E_1 = E_{t+\delta t} - E_t + e_s \delta m_s - e_e \delta m_e \tag{46}$$

De forma que a 1ª lei fica

$$\delta Q_{VC} - \delta W_T = E_{t+\delta t} - E_t + e_s \delta m_s - e_e \delta m_e \tag{47}$$

Com relação ao trabalho total δW_T, é preciso fazer uma divisão entre trabalho de eixo do volume de controle, δW_{vc}, e trabalho de fluxo para "empurrar" δm_e dentro do VC, e o trabalho para "expulsar" δm_s de dentro do VC.





$\delta W > 0$ trabalho realizado pelo sistema

$\delta W < 0$ trabalho realizado sobre o sistema

Assim

$$\delta W_T = \delta W_{VC} + P_s v_s \delta m_s - P_e v_e \delta m_e \tag{48}$$

Prof. Notações - www.pme.poli.usp.br/sisea

Substituindo na primeira lei

$$\delta Q_{\mathrm{VC}} - \delta W_{\mathrm{VC}} + P_{\mathrm{e}} v_{\mathrm{e}} \delta m_{\mathrm{e}} - P_{\mathrm{s}} v_{\mathrm{s}} \delta m_{\mathrm{s}} = \left(E_{t+\delta t} - E_t\right) + e_{\mathrm{s}} \delta m_{\mathrm{s}} - e_{\mathrm{e}} \delta m_{\mathrm{e}} \tag{49}$$

Ou, rearranjando:

$$\delta Q_{\mathrm{VC}} - \delta W_{\mathrm{VC}} = \left(E_{t+\delta t} - E_t\right) + \left(P_{\mathrm{s}} v_{\mathrm{s}} + e_{\mathrm{s}}\right) \delta m_{\mathrm{s}} - \left(P_{\mathrm{e}} v_{\mathrm{e}} + e_{\mathrm{e}}\right) \delta m_{\mathrm{e}} \tag{50}$$

$(\div\, \delta t)$e levando ao limite $\delta t \to 0$, temos:

$$\dot{Q}_{\mathrm{VC}} - \dot{W}_{\mathrm{VC}} = \frac{\mathrm{d}\, E_{\mathrm{VC}}}{\mathrm{d}\, t} + \dot{m}_{\mathrm{s}} \left(e_{\mathrm{s}} + P_{\mathrm{s}} v_{\mathrm{s}}\right) - \dot{m}_{\mathrm{e}} \left(e_{\mathrm{e}} + P_{\mathrm{e}} v_{\mathrm{e}}\right) \tag{51}$$

Note que a energia específica do fluido, *e*, é dada pela soma das parcelas de energia cinética, potencial gravitacional e energia interna, isto é:

$$e = \frac{V^2}{2} + gz + u \tag{52}$$

mas, como a entalpia específica é dada por

$$h = u + Pv \tag{53}$$

finalmente:

$$\dot{Q}_{\mathrm{VC}} - \dot{W}_{\mathrm{VC}} = \frac{\mathrm{d}\, E_{\mathrm{VC}}}{\mathrm{d}\, t} + \sum \dot{m}_{\mathrm{s}} \left(\frac{V_{\mathrm{s}}^2}{2} + g z_{\mathrm{s}} + h_{\mathrm{s}}\right) - \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} \left(\frac{V_{\mathrm{e}}^2}{2} + g z_{\mathrm{e}} + h_{\mathrm{e}}\right) \tag{54}$$

onde o termo somatório foi incluído para considerar várias "entradas" e "saídas" no VC

Em regime permanente:

$$\frac{\mathrm{d}\, E_{\mathrm{VC}}}{\mathrm{d}\, t} = 0 \tag{55}$$

A energia total, *E*, do volume de controle é a soma das formas de energias interna, cinética e potencial gravitacional. Os dois primeiros termos do lado direito representam os fluxos de entalpia, *h*, energia cinética, $V^2/2$, e potencial gravitacional, *Z,* associados com cada fluxo mássico de entrada ou saída para o volume de controle, conforme o caso. $\dot{Q}$ é o fluxo de calor que o volume de controle troca com o meio ambiente através da superfície de controle e $\dot{W}$ é a

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

potência das forças que realizam trabalho na unidade de tempo sobre ou pelo volume de controle.

Os sinais de $\dot{Q}$ e $\dot{W}$ decorrem da seguinte convenção: São positivos o fluxo de calor para o volume de controle e o trabalho realizado pelo volume de controle.

Para processos em *regime permanente*, o termo da derivada temporal da energia total é nulo e, portanto, a equação acima fica:

$$\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e \right) + \dot{Q} = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s \right) + \dot{W}. \qquad (56)$$

Um caso particular da equação (23) ocorre quando só existe um fluxo mássico através do equipamento. Da equação da conservação de massa, Equação (20), tem-se que $\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$ e dividindo a equação acima por $\dot{m}$ resulta em:

$$h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e + q = h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s + w, \qquad (57)$$

onde, *q* e *w* são os fluxo de calor específico e trabalho específico, isto é, por unidade de massa, de unidades J/kg.

Exemplo:

1.2.6. Uma turbina a vapor é alimentada com 10 kg/s de vapor de água a 15 MPa e 600°C. Num estágio intermediário, onde a pressão é de 2 MPa e *T* = 350 °C, é realizada uma extração de 2 kg/s de vapor. Na seção final de descarga a pressão e o título são, respectivamente, 75 kPa e 95%. Admitindo que a turbina seja adiabática e que as variações de energia cinética e potencial sejam desprezíveis, determine a potência da turbina.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Resolução:

Na seção (1), entra vapor superaquecido na pressão P_1= 15 MPa e temperatura T_1= 600°C com uma vazão em massa $\dot{m}_1$de 10 kg/s. Com esses valores, através da tabela de vapor superaquecido, verifica-se que h_1= 3582,3 kJ/kg.

Da mesma forma, na extração (seção (2)), pode-se obter a entalpia através da pressão e temperatura. P_2= 2 MPa e T_2= 350°C, portanto h_2= 3137 kJ/kg.

Na seção principal de descarga, o vapor encontra-se no estado de saturação com pressão de P_3= 75 kPa e título x_3= 0,95. Pela tabela de vapor saturado tem-se que h_L= 384,36 kJ/kg e h_V= 2663 kJ/kg.

Portanto, a entalpia média da seção (3) é dada por:

$h_3 = x_3 \times h_V + (1 - x_3)h_L \qquad h_3 = 0{,}95 \times 2663 + (1 - 0{,}95) \times 384{,}36$

$h_3 = 2549{,}03\ kJ/kg$

Através da equação da continuidade para regime permanente:

$\sum \dot{m}_E = \sum \dot{m}_S \qquad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \qquad 10 = 2 + \dot{m}_3$

$$\dot{m}_3 = 8kg/s$$

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica para regime permanente, desprezando as energias cinética e potencial e considerando a turbina adiabática:

$$\sum \dot{m}_E \times h_E + \dot{Q} = \sum \dot{m}_S \times h_S + \dot{W}$$

$\dot{m}_1 \times h_1 = \dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_3 \times h_3 + \dot{W}$

$10 \times 3582{,}3 = 2 \times 3137 + 8 \times 2549{,}03 + \dot{W}$

$\dot{W} = 9156{,}76\ kW$

2.15 - Exemplo de Conservação de energia em regime permanente

Exemplo:

1.2.7 Num pequeno sistema de refrigeração operando com propano, R 290, o vapor entra a −10 °C e 180 kPa no compressor e deixa o equipamento a 80 °C e 900 kPa. Nessa situação, a vazão mássica do fluido refrigerante é de 0,009 kg/s, enquanto que a potência total fornecida ao compressor é de 1,5 kW. Calcule o calor total perdido pelo compressor, bem como o calor perdido por unidade de massa (específico).

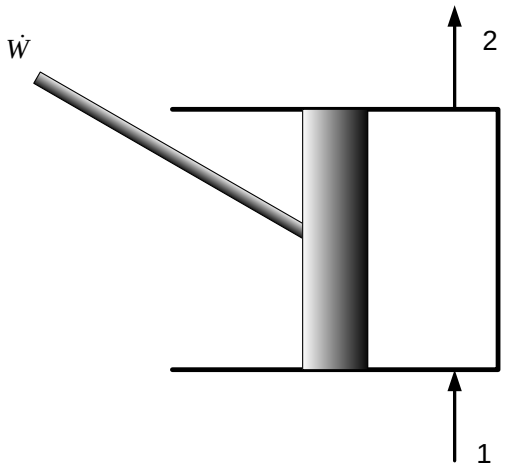


Figura 2.15.1 Esquema de um compressor

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Entalpias do vapor de propano:

Entrada: h_1 = 471,7 kJ/kg Saída: h_2 = 616,4 kJ/kg.

Solução:
Admitindo o volume de controle em torno do compressor e utilizando a Equação (20), de forma que:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{W} \tag{58}$$

Agora, substituindo os valores conhecidos (tomando precauções com relação aos sinais), tem-se:

$$\dot{Q} = \dot{m}\left(h_2 - h_1\right) + \dot{W} = 0,009\left(616,4 - 471,7\right) - 1,5, \quad \text{ou}$$
$$\dot{Q} = -0,198 \text{ kW} \tag{59}$$

E por unidade de massa, obtém:

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = -\frac{0,198}{0,009} = -22,0 \text{ kJ/kg} \tag{60}$$

Na solução deste problema ficou implícito a lei da conservação de massa em regime permanente, isto é, $\dot{m} = \dot{m}_2 = \dot{m}$ *O sinal negativo de calor e trabalho decorrem da convenção adotada.*

A primeira lei também pode ser escrita para processos termodinâmicos na forma diferencial em que os termos de variação de EC e EP são desprezíveis:

$$dU = \delta Q - \delta W \tag{61}$$

note que apenas a forma de energia interna U foi contabilizada nessa expressão. O símbolo d indica uma diferencial exata, função de estado, enquanto que símbolo δ *é válido para processos quaisquer.*

Outro exemplo

Refrigerante R 134a entra num condensador a 40 °C no estado de vapor saturado e a uma vazão de 25 kg/h. O fluido deixa o equipamento à mesma temperatura, porém no estado de líquido saturado, o que indica que houve uma completa condensação do vapor. Pede-se:

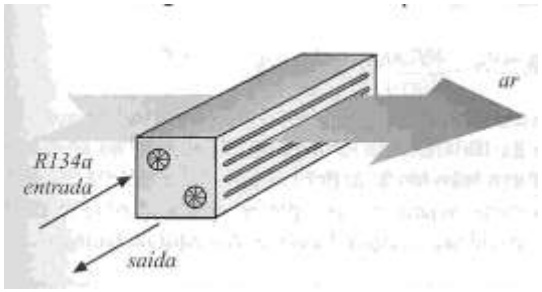
(a) Calcule o fluxo de calor trocado durante o processo de condensação,

(b) Sabendo-se que o calor perdido pelo fluido é retirado pelo ar que circula através do condensador do lado externo dos tubos e que a temperatura do ar na entrada vale 25 °C e na saída vale 35 °C, determine o fluxo mássico de ar necessário à para manter estas condições de operação.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

(c) Calcule as vazões volumétricas de ar referidas às condições de entrada e de saída. São iguais? Comente sua resposta.

Dados:



Dados	Propriedade	Entrada	Saída
ar	*h* (kJ/kg)	25	35
R134a	*v* (m^3/kg)	0,86	0,90
	h (kJ/kg)	419,6	256,4

SOLUÇÃO

Deve-se definir um volume de controle imaginário em torno dos tubos de refrigerante. Aplica-se a lei de conservação de energia para o refrigerante observando que não há fluxo de trabalho e as energias cinética e potencial são desprezíveis. Assim, a Eq. (1.20) pode ser particularizada para o problema como

$$\dot{m}_R h_e + \dot{Q} = \dot{m}_R h_s \;\Rightarrow\; \dot{Q} = \dot{m}_R \left(h_s - h_e\right)$$

ou

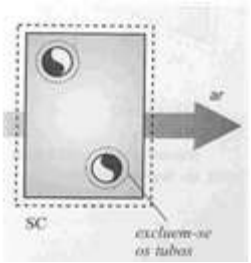
$$\dot{Q} = \frac{25}{3600}\left(419,6 - 256,4\right) = -1,133 \text{ kW} \tag{62}$$

Agora, suponha um volume de controle envolvendo o aparelho que exclua os tubos de refrigerante, como mostrado na ilustração ao lado. Este novo VC engloba apenas o fluxo de ar. Da lei de conservação de energia para este VC, tem-se

$$\dot{m}_a h_e + \dot{Q} = \dot{m}_a h_s \Rightarrow \dot{m}_a = \frac{\dot{Q}}{h_s - h_e} \tag{63}$$

Como o calor recebido pelo ar é o calor cedido pelo refrigerante com sinal trocado, então:

$$\dot{m}_a = \frac{1,133}{35,25} = ,1133\, kg/s = 407,88\, kg/h$$



A vazão volumétrica do ar, $\dot{V}_a$, é dada por $\dot{V}_a = \dot{m}v$

Assim, as vazões do ar são:

Referida à condição de entrada - $\dot{V}_{ae} = 407,88 \times 0,86 = 350,78\, m^3/h$, *e*

Referida à condição de entrada - $\dot{V}_{ae} = 407,88 \times 0,90 = 367,09\, m^3/h$

2.16 - Primeira Lei para Regime Uniforme

Prof. Simões - www.pmec.poli.ufrgs.br/sisea

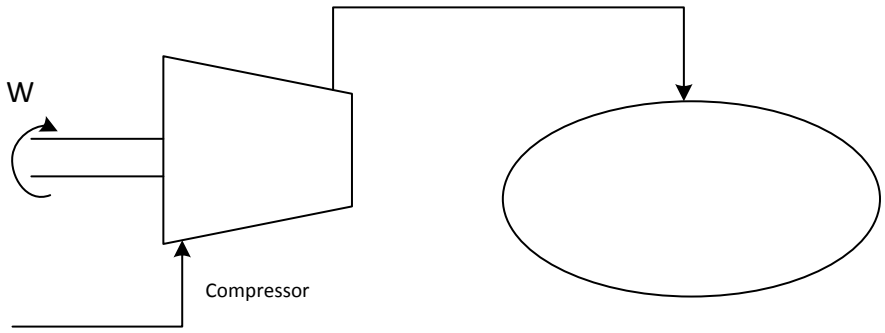


Figura 2.16.1 Trata-se de um problema transiente, ou transitório.

Esse tipo de problema pode ser mais bem estudado através do processo em Regime Uniforme.

As hipóteses principais são:

1) Volume de controle fixo;

2) O estado termodinâmico da massa dentro do VC pode variar com o tempo, mas é uniforme a cada instante;

3) O estado dos fluxos mássicos que cruzam a superfície de controle são constantes no tempo.

Conservação de massa:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} + \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \tag{64}$$

Integral entre 0 e *t*:

$$\int_0^t \frac{dm_{VC}}{dt} dt + \sum \int_0^t \dot{m}_s dt - \sum \int_0^t \dot{m}_e dt = 0 \tag{65}$$

ou

$$\left(m_2 - m_1\right)_{VC} + \sum m_s - \sum m_e = 0 \tag{66}$$

m_1 massa inicial no VC

m_2 massa final no VC

m_3 massa total que saiu do VC

m_4 massa total que entrou no VC

1ª lei

Prof. Simões www.pme.poli.usp.br/sisea

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz \right) \quad (67)$$

Interpolar entre 0 e t

$\int_0^t \dot{Q}_{VC} dt = Q_{VC}$. Calor total trocado pelo VC no intervalo. (68)

$\int_0^t \dot{W}_{VC} dt = W_{VC}$. Trabalho total realizado (sofrido) pelo VC no intervalo. (69)

$$\int_0^t \frac{dE_{VC}}{dt} dt = \left(E_2 - E_1 \right)_{VC} \quad \begin{cases} E_1 = \text{ energia total do } VC \text{ e } t = 0 \\ E_2 = \text{ energia total do } VC \text{ e } t \end{cases} \quad (70)$$

Mas a energia total o VC é dada pelas parcelas de energia interna, cinética e potencial gravitacional do VC.

$$E = m \left(u + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (71)$$

logo,

$$E_1 = m_1 \left(u_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) \quad (72)$$

$$E_2 = m_2 \left(u_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) \quad (73)$$

$$\int_0^t \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz \right) dt = \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz \right) \int_0^t \dot{m}_e dt = m_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz \right) \quad (74)$$

e, finalmente

$$\int_0^t \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz \right) dt = m_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz \right) \quad (75)$$

logo,

$$\boxed{\begin{aligned} Q_{VC} - W_{VC} = {} & m_2 \left(u_2 + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \right) \\ & + \sum m_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) - \sum m_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) \end{aligned}} \quad (76)$$

Exemplo:

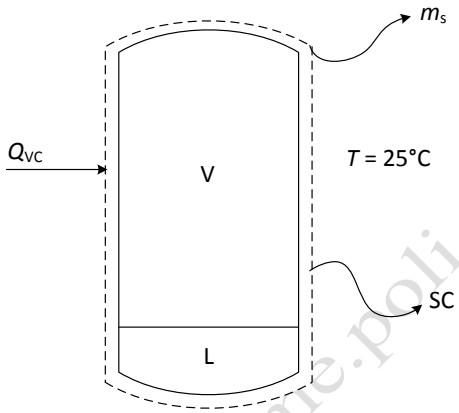
Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Um dado fluido refrigerante é armazenado em um tanque de 25 litros. O tanque contém, inicialmente, 99% de vapor e 1% de líquido, em volume. O vapor começa a vazar lentamente até que permaneça apenas vapor saturado neste tanque. A transferência de calor do meio para o tanque mantém a temperatura do tanque em 25ºC. Qual é a massa de vapor que vazou e o calor recebido?

Dados: *T = 25ºC*

Vl = 0,025 m³

Vv = 0,025 x 0,99 = 0,02475 m³



vl = 0,000763 m³/kg

vv = 0,026854 m³/kg

$$m_1 = (m_l + m_v)_1 = \frac{V_l}{v_l} + \frac{V_v}{v_v} = \frac{0,01V_T}{v_l} + \frac{0,99V_T}{v_v} = \left(\frac{0,01}{v_l} + \frac{0,99}{v_v}\right)V_T$$

$$m_2 = \frac{V_T}{v_v}$$

$$m_s = 0,01V_T\left(\frac{1}{v_l} - \frac{1}{v_v}\right)$$

$$m_s = 0,01 \times 0,025\left(\frac{1}{0,000763} - \frac{1}{0,026854}\right)$$

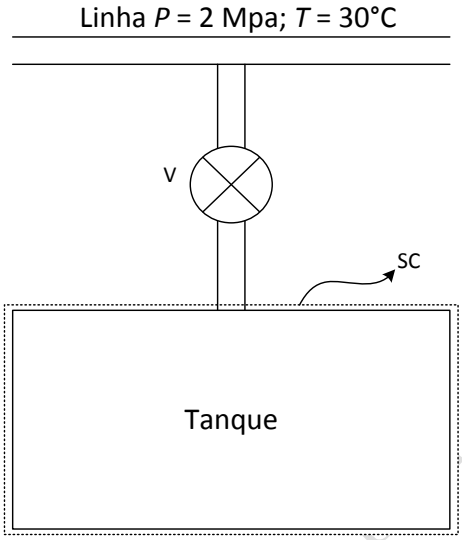
$$m_s = 0,318kg$$

<u>Outro exemplo</u>:

Um tanque contém, inicialmente, 1 kg de ar a 0,1 Mpa e 25ºC e está ligado a uma linha de alta pressão, onde a temperatura e pressão são constantes e vale 30ºC e 2

Prof. Simões www.pme.poli.usp.br/sisea

Mpa, respectivamente. Uma válvula entre o tanque e a linha é, então, aberta por um curto período de tempo e imediatamente fechada quando a massa do tanque atinge 10 kg. Qual deve ser a pressão e temperatura no tanque no momento em que a válvula é fechada? Assim que o processo de enchimento do tanque é rápido o suficiente de tal forma que o processo possa ser considerado adiabático.



m1 = 1 kg

m2 = 10 kg

me = m2 - m1 = 9 kg

1ª lei para regime uniforme

$$\cancel{Q_{VC}} + \sum m_e \left(h_e + \frac{\cancel{V_e^2}}{2} + g\cancel{Z_e} \right) = m_2 \left(u_2 + \frac{\cancel{V_2^2}}{2} + g\cancel{Z_2} \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{\cancel{V_1^2}}{2} + g\cancel{Z_1} \right) + \sum \cancel{m_s} \left(h_s + \frac{\cancel{V_s^2}}{2} + g\cancel{Z_s} \right) + \cancel{W_{VC}}$$

$$m_e h_e = m_2 u_2 - m_1 u_1$$

Considerando a hipótese de gás perfeito

$$\Delta h = C_p \Delta T \rightarrow h - h_0 = C_p \left(T - T_0 \right) \rightarrow h = C_p T$$

$$\Delta u = C_v \Delta T \rightarrow u - u_0 = C_v \left(T - T_0 \right) \rightarrow u = C_v T$$

$$m_e C_p T_e = m_2 C_v T_2 - m_1 C_v T_1$$

$$T_2 = \frac{m_e C_p T - m_1 C_v T_1}{m_2 C_v}$$

Prof. Simões - www.pme.pro.usp.br/sisea

Para Cv = 0,7165 kJ/kg.K e Cp = 1,0035 kJ/kg.K.

$$T_2 = \frac{9\times1\times30 - 1\times0,717\times25}{10\times0,717} = 40,4°\text{C}$$

$$V_1 = V_2 = V_T$$

$$PV = mRT$$

$$V_1 = \frac{m_1 R T_1}{P_1}$$

$$V_1 = V_2 = \frac{m_2 R T_2}{P_2}$$

$$\frac{m_1 \cancel{R} T_1}{P_1} = \frac{m_2 \cancel{R} T_2}{P_2}$$

$$P_2 = \frac{P_1 m_2 T_2}{m_1 T_1}$$

$$P_2 = \frac{10\left(273,15\times40,4\right)}{1\times\left(273,15\times25\right)}\times0,1 = 1,052 \text{ MPa}$$

$$C_p = \frac{\partial h}{\partial T}\Big)_p$$

Gás perfeito

$$C_p = \frac{dh}{dT}$$

$$\int dh = \int C_p dT$$

$$\Delta h = \int C_p dT$$

$$C_p = \text{constante}$$

$$\Delta h = C_p \Delta T$$

$$\Delta u = C_v dT$$

Na prática

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$C_p - C_v = R$$

$$h = C_p T$$

$$\Delta h = C_{p0} \Delta T$$

$$h - h_{\text{ref}} = C_{p0}\left(T - T_{\text{ref}}\right)$$

$$\left.\begin{array}{l}\text{Se } T_{\text{ref}} = 0 \\ \text{e } h_{\text{ref}} = 0\end{array}\right\} h = C_p T$$

Voltando à primeira lei

$$m_e\left(h_e - h_0\right) + m_e h_0 = m_2\left(u_2 - u_1\right) + m_2 u_0 - m_1\left(u_1 - u_0\right) - m_1 u_0$$

mas,

$$h_e - h_0 = C_p\left(T_e - T_0\right)$$

$$u_2 - u_1 = C_v\left(T_2 - T_1\right)$$

$$u_1 - u_0 = C_v\left(T_1 - T_0\right)$$

então

$$m_e C_p\left(T_e - T_0\right) + m_e h_0 = m_2 C_v\left(T_2 - T_1\right) + m_2 u_0 - m_1 C_v\left(T_1 - T_0\right) - m_1 u_0$$

$$m_e C_p T_e - m_e C_p T_0 + m_e h_0 = m_2 C_v T_2 - m_2 C_v T_1 - m_1 C_v T_1 + m_1 C_v T_0 + \left(m_2 - m_1\right) u_0$$

$$m_e C_p T_e - m_e C_p T_0 + m_e h_0 = m_2 C_v T_2 - m_2 C_v T_1 - m_1 C_v T_1 + m_1 C_v T_0 + m_e u_0$$

$$LE = T_0\left(m_e C_p - m_2 C_v + m_1 C_v\right) - m_e\left(h_0 - u_0\right)$$

$$m_e = m_2 - m_1$$

$$LE = T_0\left(m_2 C_p - m_1 C_p - m_2 C_v + m_1 C_v\right) - m_e\left(h_0 - u_0\right)$$

$$LE = T_0\left[m_2\left(C_p - C_v\right) - m_1\left(C_p - C_v\right)\right] - m_e\left(h_0 - u_0\right)$$

Se $C_p - C_v = R$

então

$$LE = T_0\left[m_2 R - m_1 R\right] - m_e\left(h_0 - u_0\right)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$LE = m_e RT_0 - m_e \left(h_0 - u_0 \right)$$

$$h_0 - u_0 = P_0 v_0$$

$$LE = m_e \left(RT_0 - P_0 v_0 \right)$$

$$P_0 v_0 = RT_0$$

$$LE = m_e \left(RT_0 - RT_0 \right)$$

$$LE = 0$$

$$m_e C_p T_e - m_2 C_v T_2 + m_1 C_v T_1 = 0$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 3 –Segunda Lei da Termodinâmica

A *segunda lei da Termodinâmica* é uma ferramenta poderosa que indica as direções em que os processos termodinâmicos podem ocorrer, bem como estabelece limites teóricos para os processos de conversão de calor em trabalho, tal como ocorre nas máquinas térmicas que operam continuamente em ciclos termodinâmicos.

O conhecimento dos conceitos de processo reversível e processo irreversível são relevantes para se compreender a segunda lei. Processo reversível é aquele que, uma vez realizado, o mesmo pode ser completamente invertido sem deixar vestígios de que o mesmo tenha ocorrido. Com os processos irreversíveis, isso já não é possível.

Nossa realidade é cercada de processos irreversíveis que são causados por diversos fatores, tais como: atrito, troca de calor com diferenças finitas de temperatura, mistura de componentes químicos distintos, entre outros. Define-se *entropia* S como sendo:

$$dS \equiv \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} \tag{77}$$

onde, *Q* é o calor trocado e *T* a temperatura absoluta. A unidade da entropia é J/K. Note que se define entropia na forma diferencial associada a um processo reversível em que ocorre troca de calor a uma dada temperatura. No entanto, dados dois estados termodinâmicos quaisquer a variação de entropia entre os dois estados será sempre a mesma, independentemente do processo. Isto equivale dizer que a entropia é uma função de estado, ou seja, é uma propriedade termodinâmica.

A *desigualdade de Clausius* estabelece que:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \tag{78}$$

onde, a integral é calculada sobre um processo cíclico, isto é, um processo que começa em dado estado termodinâmico, realiza interações de calor e trabalho e termina no estado inicial. A igualdade é válida para um processo reversível, enquanto que a desigualdade é válida para um processo irreversível.

Prof. Simões - www.pme.pol.usp.br/sisea

A *segunda lei da Termodinâmica* é geralmente enunciada por meio dos enunciados de Kelvin-Planck e de Clausius.

O primeiro informa que é impossível construir uma máquina térmica que opera segundo um ciclo termodinâmico e recebe calor somente de uma fonte de calor, o que significa que não é possível transformar todo calor em trabalho.

O enunciado de Clausius informa que é impossível construir uma máquina que opera segundo um ciclo termodinâmico que retira calor de uma fonte fria e o transfere para uma fonte quente, sem o fornecimento de trabalho.

A segunda lei da termodinâmica pode ser escrita para um volume de controle por meio da seguinte expressão:

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \sum_{i=1}^{m} \dot{m}_e s_e - \sum_{j=1}^{n} \dot{m}_s s_s + \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{S}_G \qquad (79)$$

Onde:

S_{VC} é a entropia total do volume de controle,

$\dot{m}_e$ é um dos m-ésimos fluxos mássicos que entram no volume de controle e

s_e é a entropia específica (por unidade de massa) associada a cada fluxo mássico de entrada;

$\dot{m}_s$ é um dos n-ésimos fluxos mássicos que deixam o volume de controle e

s_s é a entropia específica (por unidade de massa) associada a cada fluxo mássico deixa o volume de controle;

$\dot{Q}_{VC}$ é o fluxo de calor trocado pelo volume de controle e

$\dot{S}_G$ é a entropia gerada na unidade de tempo devido às irreversibilidades. É uma grandeza sempre positiva ou, quando muito, nula para o caso do processo ser reversível.

O caso de regime permanente é simplificado para:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$\sum_{j=1}^{n} \dot{m}_s s_s = \sum_{i=1}^{m} \dot{m}_e s_e + \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{S}_G \tag{80}$$

Se for em regime permanente e reversível, temos:

$$\sum_{j=1}^{n} \dot{m}_s s_s = \sum_{i=1}^{m} \dot{m}_e s_e + \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} \tag{81}$$

Se for em regime permanente, reversível e adiabático, temos:

$$\sum_{j=1}^{n} \dot{m}_s s_s = \sum_{i=1}^{m} \dot{m}_e s_e \tag{82}$$

Se for em regime permanente, reversível, adiabático e se houver apenas um fluxo mássico de entrada e um de saída:

$$s_s = s_e \tag{83}$$

Se for a regime permanente, irreversível, adiabático e houver um fluxo mássico de entrada e um de saída:

$$s_s > s_e \tag{84}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 4 – Processos Termodinâmicos

A relação fundamental da termodinâmica, ou equação de Gibbs, é uma combinação da primeira lei na forma diferencial e a segunda lei. Ou seja:

$$du = Tds - Pdv \tag{85}$$

onde, o calor foi substituído pela definição de entropia e o trabalho pela sua definição. Note que embora essa relação seja definida a partir de processos reversíveis, a mesma envolve somente propriedades termodinâmicas e, portanto, é sempre válida.

Substituindo a definição de entalpia, pode-se obter a outra forma dessa equação:

$$dh = Tds + vdP \tag{86}$$

4.1 – Variação da Entropia em um Gás Perfeito

Os principais fluidos associados aos processos termodinâmicos estudados nesse curso são o ar atmosférico, o vapor de água e os gases oriundos de uma reação de combustão.

Com a finalidade de simplificar as análises feitas para cada caso em estudo, em diversas ocasiões tais fluidos são considerados gases perfeitos ou gases ideais, ou seja, possuem comportamento idealizado considerando-se que ele está trabalhando em baixas pressões, conforme já visto.

A variação da entropia (s) de gases perfeitos em um determinado processo termodinâmico (1-2), por exemplo, pode ser definida em termos de um processo reversível qualquer, do tipo:

$$\Delta S = \int \frac{dQ}{T} \tag{87}$$

Para esse caso é possível obter as equações que definem totalmente o processo reversível de um gás perfeito ou gás ideal.

A variação da entropia para esse caso é:

$$Tds = du + Pdv \tag{88}$$

Para um gás perfeito, temos

$$du = c_V dT \quad \text{e} \quad \frac{P}{T} = \frac{R}{v} \tag{89 e 90}$$

Assim, por substituição direta, é possível escrever:

$$ds = c_V \frac{dT}{T} + \frac{Rdv}{v} \tag{91}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Ou, integrando-se ao longo caminho que representa o processo 1-2, temos que:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v \frac{dT}{T} + R\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \tag{92}$$

Ainda, com relação à variação da entropia de um gás perfeito durante um processo termodinâmico 1-2, pode-se escrever:

$$Tds = dh - vdP \tag{93}$$

Sendo que, nesse caso

$$dh = c_p dT \quad \text{e} \quad \frac{v}{T} = \frac{R}{P} \tag{94 e 95}$$

Portanto, decorre que:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p \frac{dT}{T} + R\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \tag{96}$$

Para que se possa fazer a integração das equações anteriores é preciso que se conheçam as relações entre os calores específicos com a temperatura. A relação mais simples e mais adotada é a hipótese de calor específico constante. Assim pode-se escrever:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \tag{97}$$

e, analogamente,

$$s_2 - s_1 = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right). \tag{98}$$

Para grandes variações de temperatura deve-se obter uma relação analítica (já conhecida) do calor específico em função da temperatura, como uma daquelas relações da Tabela 3 do apêndice.

4.2 – Processo Politrópico Reversível para um Gás Perfeito

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Para que se tenha uma noção do que seja um processo politrópico podemos utilizar, como exemplo clássico, o processo de expansão dos gases de combustão no interior do cilindro de um motor de combustão interna.

Os processos politrópicos são aqueles em que um gás realiza um processo reversível com transferência de calor. Da mesma forma, o gás analisado é considerado um gás perfeito, como já comentado.

Como se pode ver na Figura 7, nos processos politrópicos para gases perfeitos existe uma relação do tipo Pv^n = constante.

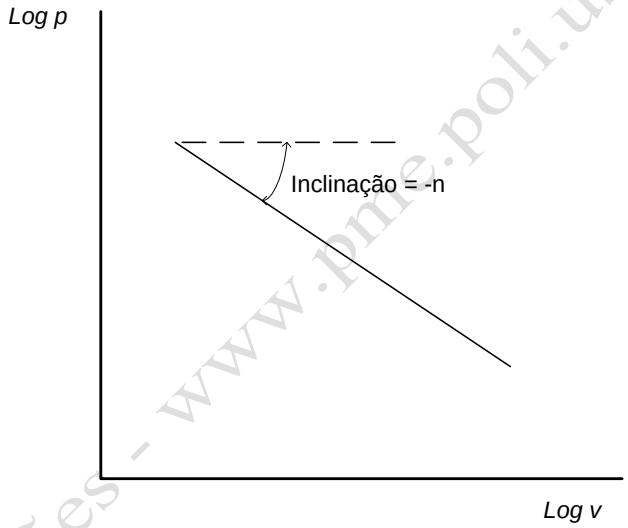


Fig.7 – Exemplo de um processo politrópico

Se durante a expansão de um gás perfeito for possível medir as pressões e os volumes e colocá-los em um gráfico na forma logarítmica, tanto para a pressão quanto para o volume, nota-se que essa relação é uma linha reta, como podemos observar na Figura 7.

Daí podemos escrever:

$$\frac{d\ln P}{d\ln v} = -n$$
$$d\ln P + n d\ln v = 0 \qquad (99)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Como nesse caso a relação é uma linha reta, ou seja, n é uma constante, é possível integrar a equação obtendo-se:

$$Pv^n = cte = P_1 v_1^n = P_2 v_2^n \quad \text{se } n \neq 1 \tag{100}$$

Assim, é possível extrair as seguintes relações:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n$$
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(n-1)}{n}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \tag{101}$$

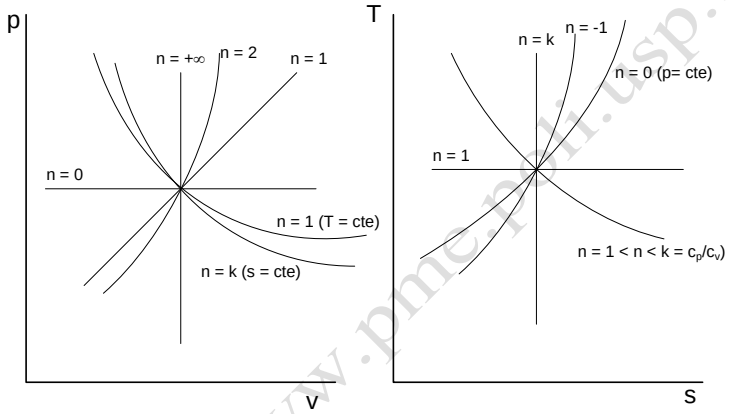


Fig. 8 – Exemplo de diversos processos politrópicos

A Figura 8 mostra o esquema de vários processos politrópicos representados pelos diagramas p-v e T-s com n válido para diversos processos conhecidos como:

- Processo isobárico (p = constante): n = 0;
- Processo isotérmico (T = constante): n = 1;
- Processo isoentrópico (s = constante): n = k;
- Processo isocórico (v = constante): n = ∞

No caso particular de processo isoentrópico, basta substituir o expoente n pela razão entre calores específicos k para obter as seguintes expressões:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$$
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \tag{102}$$

Prof. Simões - www.pme.pli.usp.br/sisea

Alguns valores da razão entre calores específicos são apresentados na Tabela 4 do apêndice.

O trabalho de expansão, realizado na fronteira móvel de um sistema, na superfície do pistão, é dado por:

$$W_{1-2} = \int_{v1}^{v2} P dv \tag{103}$$

mas como:

$$Pv^n = P_1 v_1^n = P_2 v_2^n \tag{104}$$

vem que, por substituição:

$$\begin{aligned} w_{1-2} &= \int_1^2 P dv = cte \int_1^2 \frac{dv}{v^n} = cte \frac{v^{1-n}}{1-n}\Bigg|_{v1}^{v2} = \\ &= \frac{1}{1-n}\left[\underbrace{P_2 v_2^n}_{cte} v_2^{1-n} - \underbrace{P_1 v_1^n}_{cte} v_1^{1-n} \right] = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{1-n} = \frac{R}{1-n}(T_2 - T_1) \end{aligned} \tag{105}$$

A equação acima é válida para **n ≠ 1**. Para o caso em que **n = 1**, temos:

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= \int_1^2 P dv = cte \int_1^2 \frac{dv}{v} = cte \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = \\ &= P_1 v_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = P_2 v_2 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \end{aligned} \tag{106}$$

O trabalho de expansão por unidade de massa (kJ/kg), realizado em um volume de controle (válido para equipamentos através dos quais há fluxo mássico), é dado por:

$$w_{1-2} = \int_{v1}^{v2} v dP \tag{107}$$

Mas, como:

$$Pv^n = P_1 v_1^n = P_2 v_2^n \tag{108}$$

Portanto, através de substituição:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$w_{1-2} = \int_1^2 v dP = cte^{1/n} \int_1^2 \frac{dp}{p^{1/n}} = cte^{1/n} \frac{n}{1-n} P^{(n-1)/n} \Big|_{p1}^{p2} =$$
$$= \frac{n}{1-n} \left[\underbrace{\left(P_2 v_2^n\right)}_{cte}^{1/n} P_2^{(n-1)/n} - \underbrace{\left(P_1 v_1^n\right)}_{cte}^{1/n} P_1^{(n-1)/n} \right] = \frac{n\left(P_2 v_2 - P_1 v_1\right)}{1-n} = \frac{n.R}{1-n}\left(T_2 - T_1\right) \quad (109)$$

A equação acima é válida para **n ≠ 1**. Para o caso em que **n = 1**, temos:

$$W_{1-2} = \int_1^2 v dP = ct \, \mathrm{e} \int_1^2 \frac{dP}{P} = ct \, \mathrm{e} \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) =$$
$$= P_1 v_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = P_2 v_2 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (110)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

MÓDULO2 – CICLOS DE POTÊNCIA- RANKINE

APRESENTAÇÃO

A sociedade moderna consome grande quantidade de energia. Como consequência, há a necessidade de fornecimento constante para satisfazer as necessidades dessas sociedades industriais.

Os engenheiros e as pessoas envolvidas no processo de decisão das políticas energéticas devem considerar alguns fatores antes de se decidirem por um ou outro tipo de modos de obtenção dessa energia. Entre eles devem considerar:

- **Fonte de Energia**- Dentre as fontes de energia, podem ser citadas a energia química armazenada em carvão, madeira, óleo e gás natural, a energia nuclear, bem como a energia potencial das águas, e usinas termelétricas,entre outras. A radiação solar também consiste em outra fonte, tanto para conversão direta como para aquecimento. Evidentemente, a decisão vai se basear na disponibilidade de tal fonte, os custos envolvidos e a política ambiental vigente. Nesse módulosão considerados somente os ciclos térmicos que usam calor como forma de energia decorrente da queima de um combustível fóssil.
- **Rejeitos Térmicos** - Em virtude da segunda lei da termodinâmica, parte do calor absorvido pelos ciclos de potência para a produção de trabalho útil deve ser rejeitado para o meio ambiente. Geralmente, esses "absorvedouros" de calor são formados por rios, lagos, o mar e a atmosfera, lembrando que o rejeito de calor para esses meios constitui a poluição térmica dos mesmos. Evidentemente, considerações ambientais atuais estão cada vez mais exigentes com o que fazer com os rejeitos térmicos. Além disso, não é menos preocupante o problema do efeito estufa causado pelos gases resultantes do processo de combustão de combustíveis fósseis, como é o caso do CO_2.

Uma contínua obtenção de energia útil do tipo elétrica, por exemplo, pode ser obtida pela transformação de calor em trabalho. Nesse caso a máquina de transformação de calor em trabalho útil é chamada de máquina térmica. Muitasmáquinas térmicas operam segundo um ciclo termodinâmico, o qual é formado por três componentes principais:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

- fonte ou reservatório térmico de fornecimento de calor de alta temperatura, T_H;
- absorvedouro ou reservatório térmico de rejeição de calor de baixa temperatura, T_L; e
- a própria máquina de conversão de calor em trabalho útil ou líquido, W_{liq}.

No caso de produção de energia elétrica, há ainda a necessidade de um conversor do trabalho útil em energia elétrica. Esses elementos estão ilustrados na Figura1.

O transporte de energia entre os reservatórios térmicos e a máquina térmica deve ser feito por meio de um fluido de trabalho. O fluido mais usado nas centrais termelétricas e centrais nucleares é a água. Em algumas situações especiais, metais líquidos podem ser usados em certas usinas nucleares e algumas termelétricas. Também, em outros tipos de usinas nucleares empregam-se o gás hélio.

Como a conversão de calor em trabalho ocorre de forma contínua, geralmente os ciclos de conversão são também chamados de ciclos de potência (potência refere-se à taxa de conversão de energia na unidade de tempo, ou seja, joules/s, ou watts).

O ciclo de potência em que o fluido muda de fase (evaporação e condensação) é chamado de ciclo a vapor de potência. No caso em que o fluido de trabalho permanece na fase gasosa, o ciclo recebe o nome de ciclo a gás de potência.

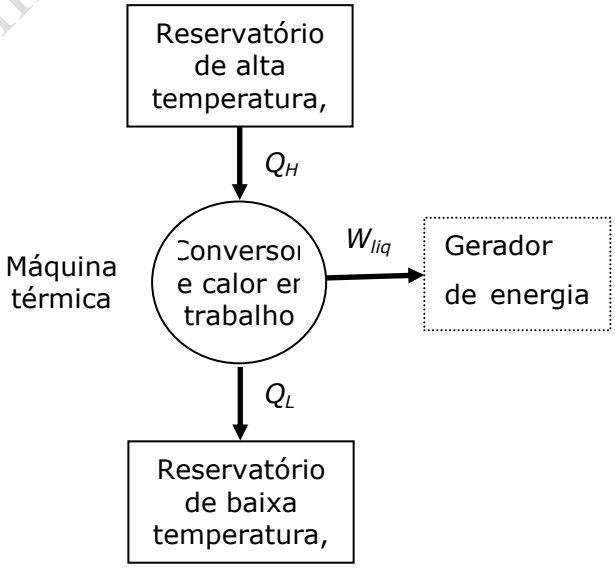


Fig. 1 – Ciclo genérico de conversão de calor em trabalho

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Finalmente, a seleção por um tipo específico de ciclo vai depender de uma série de fatores, entre eles: as temperaturas e pressões envolvidas, os reservatórios térmicos e suas respectivas temperaturas disponíveis, as potências requeridas e os custos de implantação, manutenção e de operação envolvidos. Evidentemente, há a necessidade de uma análise termoeconômica para cada caso em particular, antes que se decida por um ou outro tipo de ciclo.

A seguir são apresentados alguns ciclos de potência normalmente usados. Porém, primeiramente é revisto o ciclo térmico de Carnot.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 1 – Ciclo de Carnot

Suponha que, por um dado processo qualquer de combustão (fusão nuclear, ou outromeio de aquecimento) calor seja produzido e fique disponível para ser usado a uma dada temperatura T_H.Também, suponha que existe um reservatório térmico de baixa temperatura T_L para o qual calor possa ser rejeitado.

A pergunta que naturalmente ocorre é: "Qual é a máxima conversão possível do calor disponível àquela alta temperatura $T_H$em trabalho útil? Claro, considerando também que o rejeito de calor se dá à temperatura T_L." Colocada essa questão de forma alternativa, deseja-se saber qual deve ser a máxima eficiência térmica teórica do ciclo. Para responder a essa pergunta, primeiramente considere novamente a Figura1 e a definição de eficiência térmica.

Pela primeira lei da termodinâmica, sabe-se que o trabalho útil do ciclo (Figura 1) é igual à diferença entre os calores fornecidos, ou, em termos matemáticos,

$$W_{liq} = Q_H - Q_L . \quad (1)$$

É útil definirem-se as grandezas em termos de taxa temporal. Para isso, um "ponto" será usado em cima da grandeza.De forma que a equação (1) pode ser reescrita, agora em termos de taxa temporal, como:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L . \quad (2)$$

Onde $\dot{W}_{liq}$ é a potência de eixo líquida disponível da máquina térmica para acionamento de, por exemplo, um gerador elétrico ou o acionamento de outra máquina em unidades de Watts; e

$\dot{Q}_H$ é o fluxo de calor proveniente do reservatório térmico de alta temperatura e

$\dot{Q}_L$ é o fluxo de calor rejeitado para o reservatório térmico de baixa temperatura.

Define-se rendimento ou eficiência térmica η_T como sendo a razão entre "o efeito desejado e valor pago para produzir esse efeito". No presente caso, trata-se portanto,

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H}. \quad (3)$$

Para o ciclo de Carnot, ainda é possível mostrar que a razão entre os fluxos de calor que aparece na equação (3) é dada pela razão entre as temperaturas absolutas dos reservatórios térmicos, ou seja:

$$\eta_T = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}. \quad (4)$$

Essa assertiva tem consequências muito relevantes. Primeiramente, ela informa que a máxima eficiência térmica está associada tão somente com a razão entreas temperaturas dos reservatórios térmicos. Em segundo lugar, a única possibilidade de ter uma máquina térmica de eficiência de 100% é se a máquina rejeitasse calor para um reservatório que estivesse a zero grau absoluto.

Tal reservatório não existe naturalmente no planeta, de forma que somente máquinas com menos de 100% de eficiência de conversão de calor em trabalho podem ser construídas (no entanto, no espaço existe a possibilidade teórica de se obter máquinas com eficiências térmicas bem maiores, visto que é possível usar o espaço como reservatório térmico de baixa temperatura, cuja temperatura equivalente está bem próxima de 0 K).

Em geral, os reservatórios térmicos naturais mencionados acima (rios, lagos, mar e a atmosfera) têm uma temperatura em torno de 260 a 320 K, variantes ao longo

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

do ano. Para efeitos ilustrativos, pode-se assumir um valor de 300 K. Dessa forma, a máxima eficiência térmica agora só é limitada pela temperatura do reservatório de temperatura mais elevada, como dado pela equação (4).

O gráfico da Figura 2 ilustra a eficiência térmica como função da temperatura T_H para T_L= 300 K.

Exemplificando, suponha que se pode atribuir uma temperatura de 600 ºC para um dado processo de combustão. Qual é a máxima eficiência térmica possível para um ciclo térmico operando entre essa temperatura e o meio ambiente (300 K)?

Resposta:

$$\eta_T = 1 - \frac{300}{600 + 273{,}15} = 0{,}6564 = 65{,}64\%. \quad (5)$$

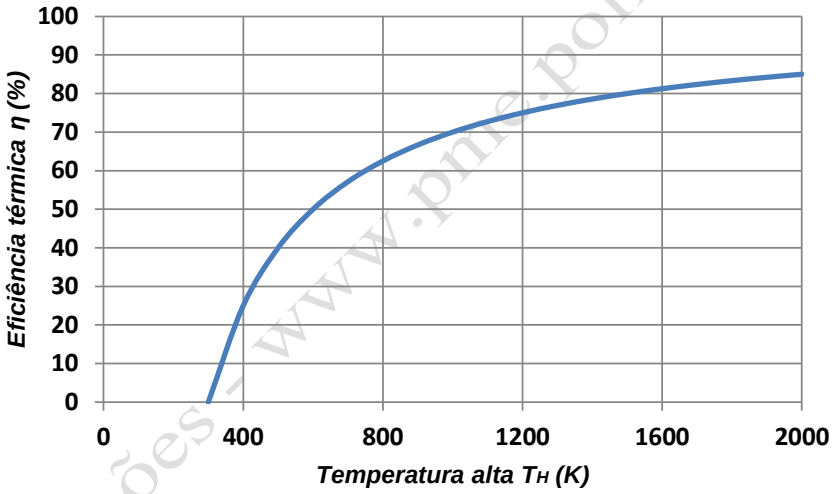


Fig. 2 – Eficiência térmica do ciclo de Carnot para T_L = 300 K

Definida a eficiência térmica de um ciclo, a questão seguinte é: Qual é o ciclo que pode, em teoria, alcançar a máxima eficiência térmica, dadas as condições de reservatório de temperaturas constantes? A resposta a essa questão deve ser respondida passo a passo.

Em primeiro lugar, espera-se que esse ciclo não possua nenhuma forma de perda. Ou seja, não ocorre atrito quando o fluido está escoando por dentro da máquina e nas tubulações. Da mesma forma, a máquina térmica não cede calor para o meio durante o processo de realização de trabalho – ou seja, a máquina é adiabática.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

O fluido de trabalho recebe calor do reservatório de alta temperatura de forma isotérmica. Igualmente, o fluido de trabalho cede calor para o reservatório de baixa temperatura também de forma isotérmica.

Atrito, trocas de calor a temperaturas finitas e expansão não-adiabática são formas de perdas que dão origem a irreversibilidades no ciclo, efeitos altamente indesejáveis. Sem entrar em muitos detalhes, o ciclo teórico que permite obter a máxima eficiência térmica é o ciclo térmico de Carnot, o qual é formado por quatro processos fundamentais:

a) Troca de calor isotérmica reversível à temperatura elevada T_H;
b) Realização de trabalho devido à expansão do fluido de trabalho por um processo adiabático e reversível (isto é, isoentrópico);
c) Rejeito de calor isotérmico reversível à baixa temperatura T_L; e
d) Compressão do fluido de trabalho por um processo adiabático e reversível (isoentrópico).

Nos processos (2) e (4) acima, surgiu o conceito de processo adiabático e reversível. Tal processo recebe o nome de processo isoentrópico e refere-se ao processo sofrido pelo fluido de trabalho sem que a sua entropia seja alterada. Isso significa que o máximo trabalho é extraído pela máquina térmica do fluido de trabalho.

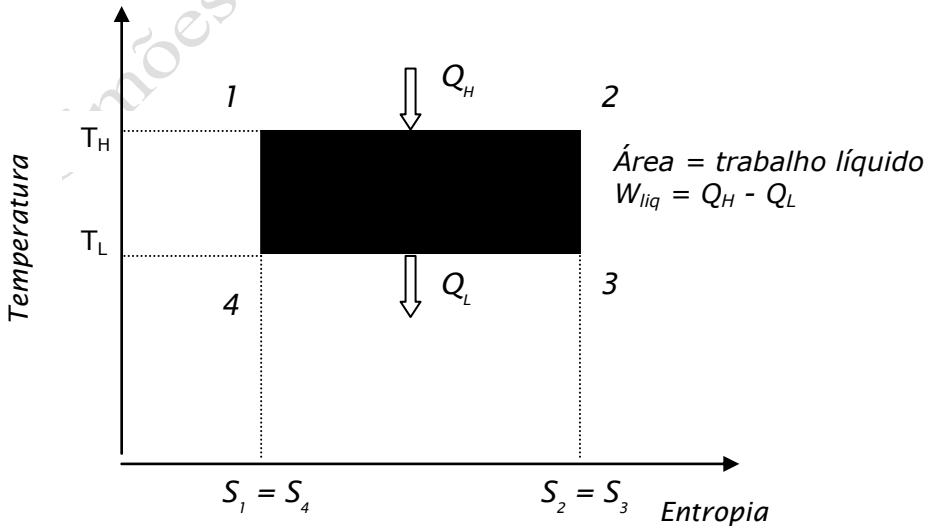


Fig. 3 – Representação do ciclo de Carnot no diagrama T-s

Projeções - www.pme.pmi.usp.br/sisea

O ciclo de Carnot é uma teorização de um ciclo em que se poderia obter a máxima eficiência térmica, como já dito, e não está associado com qualquer máquina, equipamento ou propriedades do fluido de trabalho.

No diagrama temperatura - entropia, o ciclo de Carnot é representado por um retângulo, cujas arestas representam os processos 1 – 4, como ilustrado na Figura 3:

1-2 Processo isotérmico reversível de fornecimento de calor à T_H
2-3 Processo de expansão adiabático e reversível (isoentrópico)
3-4 Processo isotérmico reversível de rejeição de calor à T_L
4-1 Processo de compressão adiabático e reversível (isoentrópico)

Uma vez mais é importante frisar que o ciclo de Carnot é teórico. Entretanto, percebe-se que é possível na prática se aproximar desse ciclo, graças ao fato de que as substâncias simples, como a água, mantém a temperatura constante durante um processo de mudança de fase. Assim, utiliza-se essa propriedade para tentar reproduzir no mundo real as vantagens do ciclo de Carnot, isto é, máxima conversão de calor em trabalho, dados dois reservatórios térmicos.

Acrescente às características de constância de temperatura durante a mudança de fase, equipamentos térmicos teóricos que permitem realizar os processos ideais indicados acima. Com isso, chega-se finalmente ao ciclo de Carnot, agora ilustrado no diagrama T-s de uma substância como a água e os equipamentos teóricos necessários, tudo isso indicado na Figura 4.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

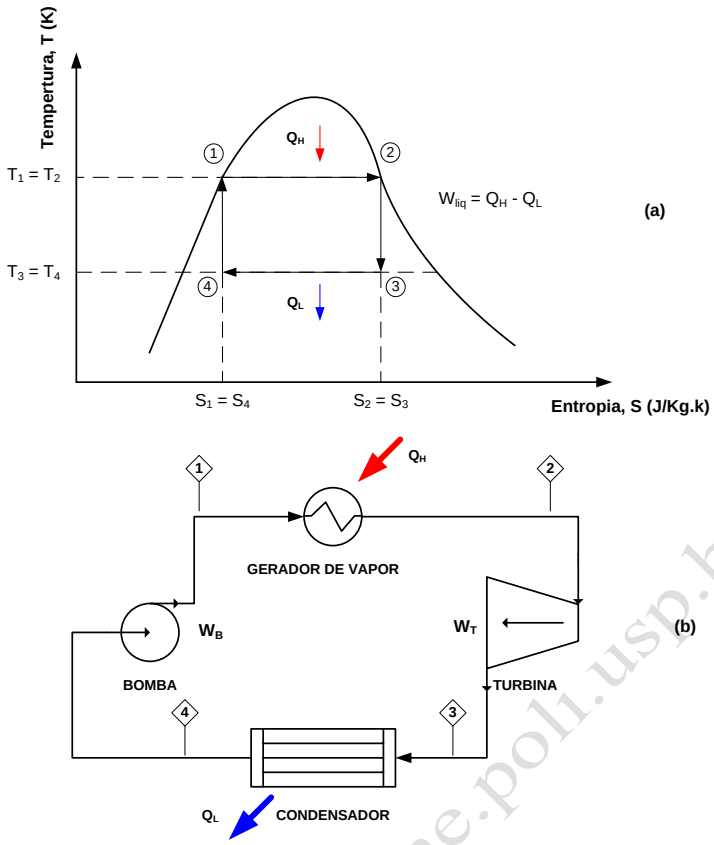


Fig. 4 – (a) Representação do ciclo de Carnot no diagrama T-s de uma substância simples como a água.

(b) Equipamentos necessários para o ciclo de Carnot – turbina, condensador, bomba e gerador de vapor

Referindo-se à Figura4, calor é adicionado ao ciclo no processo 1-2 à temperatura constante T_H. Como bem sabido, pressão e temperatura permanecem inalterados nesse processo em virtude da mudança de fase do fluido de trabalho. O equipamento empregado para isso é o gerador de vapor.

No processo 2–3 ocorre uma expansão adiabática e reversível (isoentrópica) com a realização de trabalho numa turbina ideal. A rejeição de calor ocorre no condensador trazendo o fluido de trabalho do estado 3 para o estado 4 através da condensação do vapor. Esse processo ocorre a pressão e temperatura constantes.

Finalmente, uma bomba ideal elevaria a pressão e temperatura da mistura bifásica do estado 4 para o estado 1 de forma adiabática e reversível, fechando o ciclo.Na

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

prática, existem dificuldades tecnológicas de se obter o ciclo de Carnot, como serão vistas adiante. Por isso define-se o chamado ciclo de Rankine.

UNIDADE 2 – Ciclos de Rankine

O ciclo de Rankine contorna algumas dificuldades do ciclo de Carnot para a utilização prática em ciclos de potência. Há diversas variâncias do ciclo, mas começaremos pelo ciclo de Rankine simples.

2.1 – Ciclo de Rankine Simples

O ciclo de Rankine simples ou elementar é uma simples modificação do ciclo de Carnot no que tange o processo de bombeamento 4 – 1 da Figura4. Com efeito, dificuldades tecnológicas impedem que uma bomba seja construída para fins práticos para bombear uma mistura bifásica de líquido e vapor, como é o caso do estado 4. Assim, a modificação mais simples que se necessita introduzir no ciclo do Carnot é a condensação completa do fluido de trabalho, trazendo o estado 4 para a curva de saturação como ilustrado na Figura5.

Nessa figura, o estado original 4 é representado por 4'. Ainda com referência a essa figura, o estado final a fim do bombeamento do líquido é o estado 5. Agora, a segunda modificação do ciclo é introduzida, ou seja,o processo de adição de calor que no ciclo de Carnot era isotérmico, se torna isobárico (pressão constante).

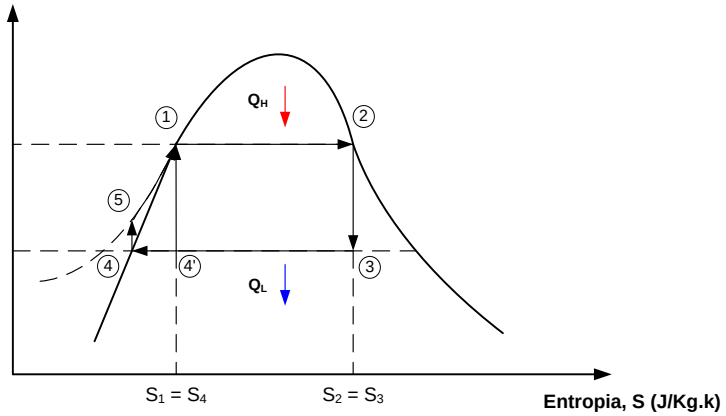


Fig. 5 – Ciclo de Rankine simples

Prof. Simões - www.pmc.poli.usp.br/sisea

Esse processo ocorre no gerador de vapor, tendo o líquido de entrada no estado 5 sofrido aquecimento até atingir a temperatura de saturação T_H e deixando o Gerador de vapor na condição de vapor saturado seco no estado 2. Todos esses processos são a pressão constante. Isso porque considera-se que a queda de pressão na tubulação por atrito seja desprezível.

Em virtude da ocorrência de uma redução na temperatura média de adição de calor no ciclo de Rankine quando comparado com o ciclo de Carnot equivalente (Figura5), haverá uma redução da eficiência térmica do ciclo.

Os equipamentos para a realização do ciclo de Rankine continuam ainda os mesmos que os de Carnot. O balanço energético de cada componente é dado abaixo, desprezando a energia cinética e potencial:

Gerador de vapor: $$q_H = q_e = h_2 - h_5, \quad (6)$$

Turbina: $$w_T = h_3 - h_2, \quad (7)$$

Condensador: $$q_L = q_s = h_4 - h_3, \quad (8)$$

Bomba: $$w_B = h_5 - h_4. \quad (9)$$

Onde, h refere-se às entalpias específicas, os índices são os estados indicados no ciclo da Figura5 e os índices "e", "s" significam entrada e saída, "B" bomba e "T" turbina. As trocas de calor e de trabalho indicadas nas expressões acima são específicas, isto é, por unidade de vazão mássica. Assim, a potência total da turbina, $\dot{W}_T$ é dada pelo produto $\dot{m} \times w_T$, sendo $\dot{m}$ a vazão mássica do fluido de trabalho que percorre todo o ciclo.

Convém ressaltar, que na bomba, o trabalho específico ainda pode ser estimado de uma forma mais simples, já que o líquido é praticamente incompressível, isto é, o volume específico v é constante. Com isso, tem-se que na região de líquido, um processo isoentrópico é dado por

$$dh = vdP \Rightarrow \Delta h = \int_{P_4}^{P_5} vdP \approx v_4(P_5 - P_4). \quad (10)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Como, o trabalho específico é dado pela diferença de entalpias, então, a equação(9) se transforma em

Bomba: $$w_B \approx v_4(P_5 - P_4). \quad (9a)$$

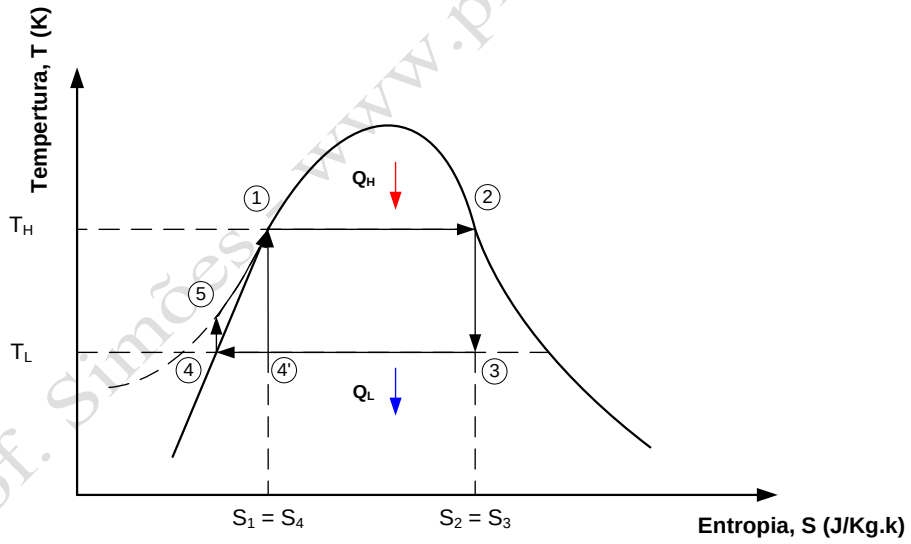
Para o cálculo das propriedades, será empregada a Tabela13.

Exemplo:

2.2.1.

Um ciclo de Rankine simples opera com água ente os pressões de 10 kPa e 15 MPa. Determine:

a) a eficiência térmica do ciclo de Carnot equivalente
b) a eficiência térmica do Ciclo – compare e comente
c) a vazão mássica de água necessária por unidade de potência produzida (kg/KWs).



Prof. Simões, www.pme.poli.usp.br/sisea

Alguns dados da tabela:

P_V (KPa)	T (^oC)	h_L (kJ/kg)	H_V (kJ/kg)	S_L (kJ/kg.^oC)	S_V (kJ/kg.^oC)
10	45,81	191,81	2.584,6	0,6492	8,1501
15.000	342,24	1.610,5	2.610,5	3,6847	5,3097

Resolução:

(a) Cálculo da eficiência térmica do ciclo de Carnot Equivalente:

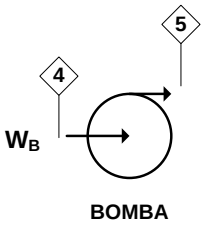
$T_L = 45,81 + 273,15 = 318,96\ K$

$T_H = 342,24 + 273,15 = 615,39\ K$

$$\eta_{TCarnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{318,96}{615,39} = 0,4817 = 48,17\%$$

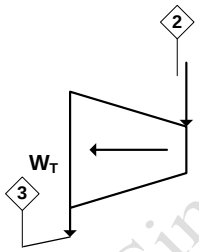
(b) Cálculo do trabalho líquido:

$W_{liq} = W_T - W_B$



$W_B = v_4(P_5-P_4) = 0,001.(1500-10) = 14,99\ kJ/kg$

$h_5 = h_4 + W_B = 191,81 + 14,99 = 206,8\ kJ/kg$



$W_T = h_2 - h_3$

De h_2 para h_3: processo isoentrópico

$S_2 = S_3 = (1-x_3)S_L + x_3 S_V$

$x_3 = (S_2 - S_L)/(S_V - S_L) = (5,3097-0,6492)/(8,1591-0,6492) = 0,6213$

Então:

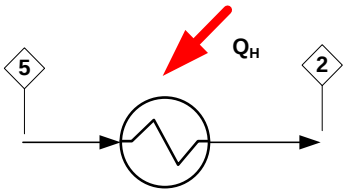
$h_2 = h_3 = (1-x_3)h_L + x_3h_V = (1 - 0,6213).191,81 + 0,6213. 2584,6 = 1678,4\ kJ/kg$

Assim,

$W_T = 2610,5 - 1678,4 = 932,1\ kJ/kg$

$W_{liq} = W_T - W_B = 932,1 - 14,99 = 917,1\ kJ/kg$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea



GERADOR DE VAPOR

$Q_H = h_2 - h_5 = 2.610,5 - 206,8 = 2.403,7$ kJ/kg

$\eta_{TRankine} = 917,1 / 2.403,7 = 0,3815 = 38,15\%$

Suponha 1 kW:

$$\dot{m} = \frac{3600}{917,1} = 3,925\, kg/kW.h$$

$$\eta_{T\,Ranquine} < \eta_{T\,Carnot} \Rightarrow T_{H\,médiaRanquine} < T_{H\,Carnot}$$

2.2 – Ciclo de Rankine com Superaquecimento

No ciclo de Rankine, o vapor saturado seco é expandido na turbina isoentrópica. Durante esse processo, ocorre a condensação do vapor e na saída do equipamento uma mistura de líquido e vapor estará presente. Com isso, outro problema adicional ocorre: a presença de uma quantia muito grande de gotículas de líquido vai causar a erosão das pás das turbinas. Como regra geral, deve-se evitar o título do vapor, que deve ficar sempre acima de 90%.

Para contornar esse problema, é efetuada uma segunda modificação no ciclo de Rankine simples. Trata-se de superaquecer o vapor na saída do gerador de vapor antes de expandi-lo na turbina. E o equipamento utilizado para esse fim é o superaquecedor. Esse ciclo está ilustrado na Figura6.

Evidentemente, aquecendo o fluido de trabalho a temperaturas mais elevadas, será obtido um rendimento térmico superior ao ciclo sem superaquecimento (temperatura média de trabalho mais elevada), sem ter que aumentar a pressão de trabalho. Entretanto, existe evidentemente o problema e o custo adicional do equipamento superaquecedor.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

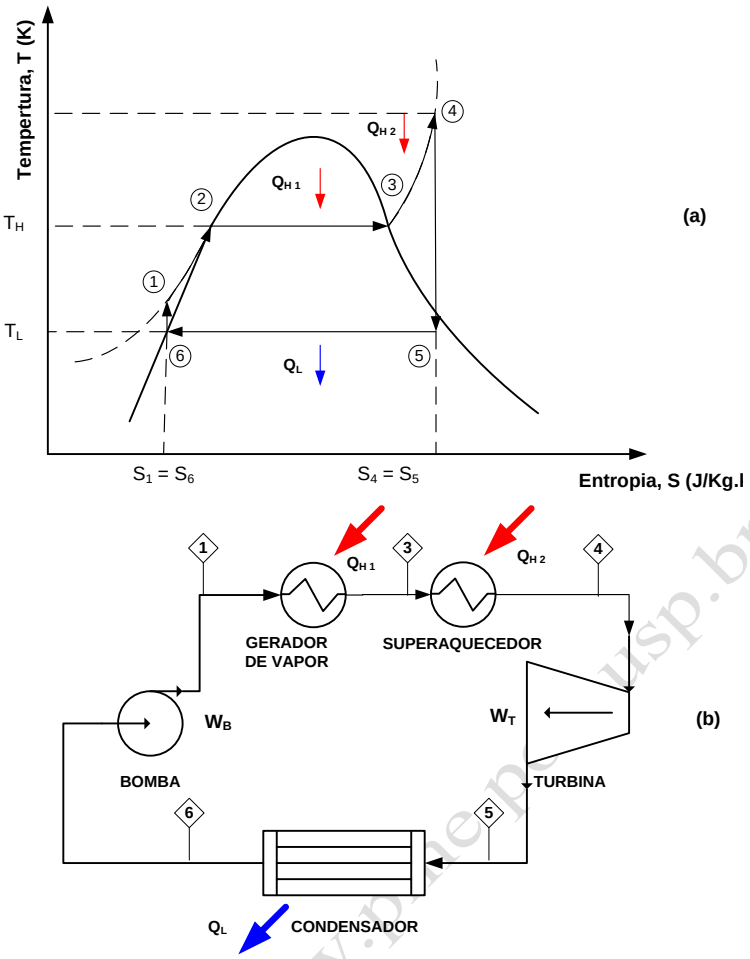


Fig. 6 – Ciclo de Rankine com superaquecedor

Exemplo:

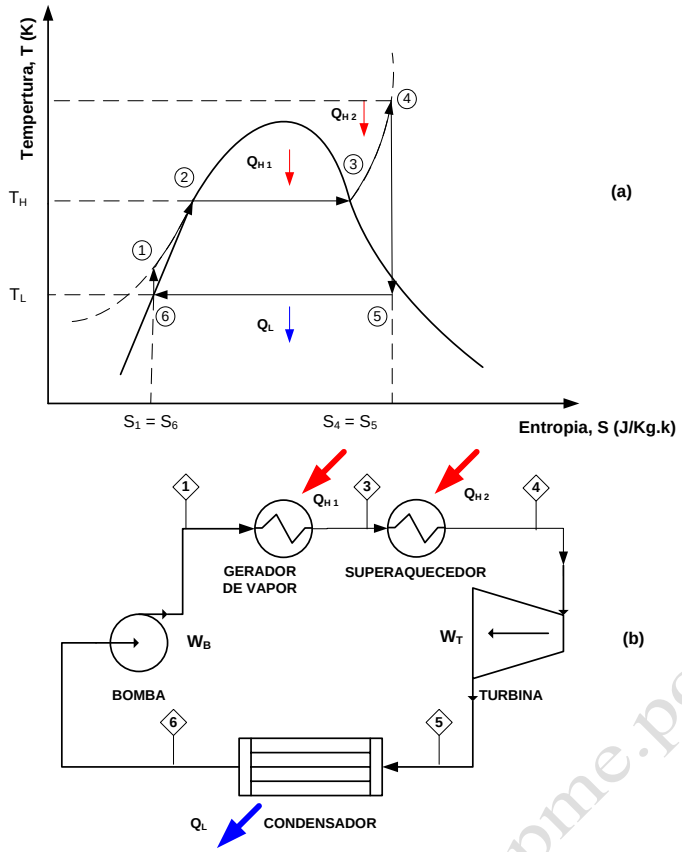
2.2.2. U

m ciclo de Rankine com superaquecimento opera com água ente os pressões de 10 kPa e 4 MPa e uma temperatura final de superaquecimento de 600 °C. Determine:

a) as trocas térmicas em cada equipamento (gerador de vapor, superaquecedor e condensador)
b) a eficiência térmica do ciclo.
c) o consumo de vapor de água necessário por unidade de potência produzida (kg/KWs).

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Resolução:



a) Cálculo das trocas térmicas em cada equipamento:

Antes é preciso determinar h_1. A potência de bombeamento é:

$W_B = h_1 - h_6 = v_6 (P_1-P_6) = 0,001 (4000 – 10) = 3,99$ kJ/Kg

De onde vem que:

$h_1 = W_B + h_6 = 3,99 + 191,81 = 195,8$ kJ/kg

Para o gerador de vapor, temos:

$q_{GV} = h_3 – h_1 = 2801,4 – 195,8 = 2605,6$ kJ/kg

Para o superaquecedor, temos:

$q_{SA} = h_4 – h_3 = 3674,4 – 2801,4 = 873,0$ kJ/kg

O fluxo de calor total recebido é $q_e = q_{GV} + q_{SA} = 2605,6 + 873 = 3478,6$ kJ/kg.

Para o condensador, temos:

$q_{COND} = h_5 – h_6$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$h_5 = (1-x_5)\, h_6 + x_5\, h_4$

$x_5 = (s_4 - s_L) / (s_V - s_L) = (7{,}3688\ [\text{Tab. Superaq.}] - 0{,}6492) / (8{,}1501 - 0{,}6492) = 0{,}8958$

Então,

$h_5 = (1-0{,}8958)\times 191{,}81 + 0{,}8958\times 2584{,}6 = 2335{,}3$ kJ/kg e

$q_{COND} = 2335{,}3 - 191{,}8 = 2143{,}5$ kJ/kg

b) *A eficiência térmica*:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_e} = \frac{q_e - q_{COND}}{q_e} = 1 - \frac{q_{COND}}{q_e} = 1 - \frac{2143{,}5}{3478{,}6} = 0{,}3838\ ou\ 38{,}38\%$$

Alternativamente, pode-se primeiro determinar a potência líquida do ciclo, isto é, $W_{liq} = W_T - W_B$.

$W_T = h_4 - h_5 = 3674{,}4 - 2335{,}3 = 1338{,}8$ kJ/kg

$W_{liq} = 1338{,}8 - 3{,}99 = 1334{,}8$ kJ/kg

$\eta_T = W_{liq} / q_e = 338{,}81 / 3478{,}6 = 0{,}3838$ ou 38,38%

c) o consumo de vapor de água necessário por unidade de potência produzida

$$\dot{m} = \frac{1}{W_{liq}} = \frac{1}{1334{,}8} = 0{,}000749\ kg/kWs = 2{,}7\ kg/kWh$$

2.3 – Ciclo de Rankine com Reaquecimento

Nesta configuração pretende-se aproveitar a vantagem de trabalhar com pressão e temperatura elevadas e, ainda, evitar uma quantia excessiva de líquido nos estágios de baixa pressão da turbina. Este ciclo está ilustrado no diagrama T-s da Figura7 (a) e esquematizado na Figura7 (b).

O ciclo funciona assim. Vapor superaquecido é expandido no estágio de alta pressão da turbina (ou numa turbina de alta pressão, se houver duas turbinas). A expansão é até um valor intermediário de pressão (estado 5).

O fluido de trabalho sofre um novo processo de reaquecimento no reaquecedor, em num processo a pressão constante até a temperatura T_6 igual à temperatura máxima do ciclo. O fluido, então, retorna para o estágio de baixa pressão da turbina (ou para a turbina de baixa pressão) para continuar a expansão até a pressão do condensador (estado 7).

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Observando a Figura7 (a), nota-se que o que está se fazendo é "contornar" o ramo de vapor saturado a fim de minimizar a quantidade de líquido na corrente de vapor que está se expandindo na turbina.

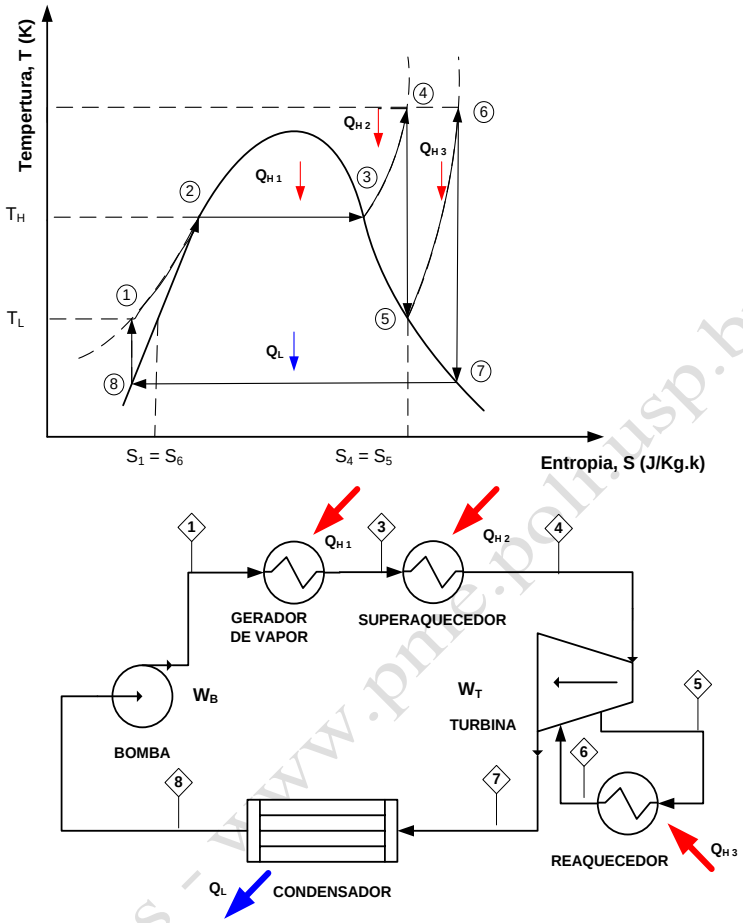


Fig. 7 – Ciclo de Rankine com reaquecimento

Exemplo:

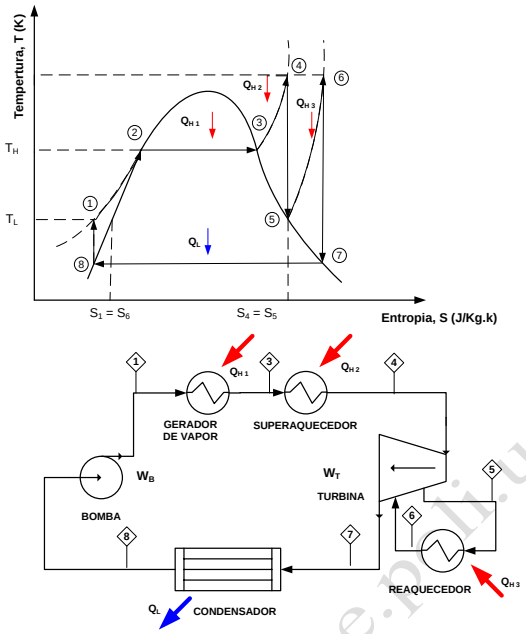
2.2.3. Um ciclo de Rankine com reaquecimento opera com água ente os pressões de 10 kPa e 15 MPa e uma temperatura final de superaquecimento de 550 °C. A turbina consiste de dois estágios, sendo que no estágio de alta pressão, o vapor é expandido até 1 MPa. Posteriormente, o vapor é reaquecido até a temperatura de 550 °C. Determine:

a) as trocas térmicas em cada equipamento (gerador de vapor, superaquecedor, reaquecedor e condensador)
b) a eficiência térmica do ciclo.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

c) o consumo de vapor de água necessário por unidade de potência produzida (kg/kWs).

Resolução:



Para o gerador de vapor, temos:

$q_{GV} = h_3 - h_1$

Primeiro, determina-se h_1 através do balanço energético na bomba:

$W_B = h_1 - h_8 = v_8 (P_1 - P_8) = 0{,}001 (15000 - 10) = 14{,}99$ kJ/kg

Logo,

$h_1 = h_8 + W_B = 191{,}81$ [Tab.] $+ 14{,}99 = 206{,}8$ kJ/kg

Então,

$q_{GV} = 2610{,}5 - 206{,}8 = 2403{,}7$ kJ/kg

Para o superaquecedor, temos:

$q_{SA} = h4 - h3 = 3448{,}6 - 2610{,}5 = 838{,}1$ kJ/kg

Para o reaquecedor, temos:

qR = h6 = h5

Agora é preciso determinar h_5. Algumas considerações precisam se feitas.

Note que a turbina é isoentrópica, então, $s_5 = s_4$. Duas possibilidades existem:

- no diagrama T-s, a expansão cai na região bifásica;
- no diagrama T-s, a expansão cai na região superaquecida.

Em qualquer caso $s_5 = s_4$ (turbina isoentrópica).

Da tabela de vapor superaquecido (T = 550 °C, P = 15 MPa), $s_4 = 6{,}5198$ kJ/kg°C.

Prof. Simões - www.pme.pli.usp.br/sisea

Agora, verifica-se a entropia do vapor saturado seco. Na tabela para pressão de saturação de 1 MPa $\Rightarrow s_V$ = 6,5864 kJ/kg°C.

Como $s_4 = s_5 < s_V$ (P = 1MPa), então a primeira consideração é a correta, ou seja, a expansão cai na região bifásica.

Assim, temos que:

X5 = (s4 – sL) / (sV – sL) = (6,5198-2,1386) / (6,5864-2,1386) = 0,985

$h_5 = (1-x_5)\, h_6 + x_5\, h_4$ = (1-0,985) x 762,79 + 0,985 x 2778,1 = 2747,9 kJ/kg

E, finalmente,

$q_R = h_6 - h_5$ = 3597,2[interpolação] – 2747,9 = 849,3 kJ/kg

b) A eficiência térmica:

W_B = 14,99 kJ/kg

$W_T = W_{T1}$ (potência do estágio de alta 1) + W_{T2} (potência do estágio de baixa 2)

$W_{T1} = h_4 - h_5$ = 3448,6 – 2747,9 = 700,7 kJ/kg

$W_{T2} = h_6 - h_7$ (h_7 precisa ser determinado)

Para uma expansão isoentrópica, $s_6 = s_7$; s_6 = 7,8955 kJ/kg°C [Tab. Vapor superaquecido interpolado]

Note que $s_7 < s_6$ (precisa determinar x7)

$x_7 = (s_6 - s_L) / (s_V - S_L)$ = (7,8955-0,6492) / (8,1501-0,6492) = 0,9661

h_7 = (1-0,9661) x 191,81 + 0,9661 x 2584,6 = 2503,5 kJ/kg

Logo,

W_{T2} = 3597,2 – 2503,5 = 1093,7 kJ/kg

W_T = 700,7 + 1093,7 = 1794,4 kJ/kg

$\eta_T = (W_T - W_B)/q_e = (W_T - W_B) / (q_{GV} + q_{SA} + q_R)$ = (1794,4-14,99) / (2403,7+838,1+849,3) = 0,4349 ou 43,49%

c) *o consumo de vapor de água necessário por unidade de potência produzida*

$$\dot{m} = \frac{1}{W_{liq}} = \frac{1}{(1794{,}4 - 14{,}99)} = 0{,}000562\ kg/kWs = 2{,}02\ kg/kWh$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

2.4 – Ciclo de Rankine Regenerativo

Ociclo de Rankine regenerativo é uma tentativa de aproximar o máximo possível da eficiência de Carnot. Considere os ciclos de Carnot e de Rankine simples, como ilustrado na Figura8. O fluido de trabalho entra na fase líquida no gerador de vapor no estado 2, após ser bombeado isoentropicamente.

Como já discutido, a eficiência térmica do ciclo de Rankine é menor que a de Carnot porque o fluido de trabalho começa a receber calor no gerador de vapor a uma temperatura média menor (entre T_2 e T_3)que a máxima disponível ($T_3 = T_{2'}$).

No ciclo de Rankine regenerativo ideal, na saída da bomba o líquido circula na turbina na direção oposta ao do movimento do vapor de forma que ocorre uma troca de calor entre o vapor em expansão e o líquido comprimido, como ilustrado na Figura. 9.

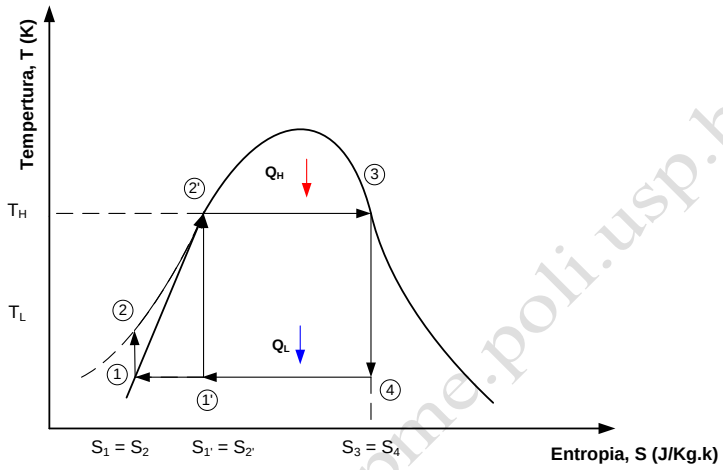


Fig. 8 – Ciclos de Rankine regenerativo ideal e de Carnot

Idealmente, admite-se que a troca de calor é reversível de forma que as linhas dos processos 2–3 e 4–5 da Figura 9 sejam paralelas entre si. Dessa forma, a área sob a linha 2-3 é igual à sob a linha 4–5. Com isso, o rendimento do ciclo ideal de Rankine é exatamente igual ao de Carnot, para as mesmas temperaturas de trabalho.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

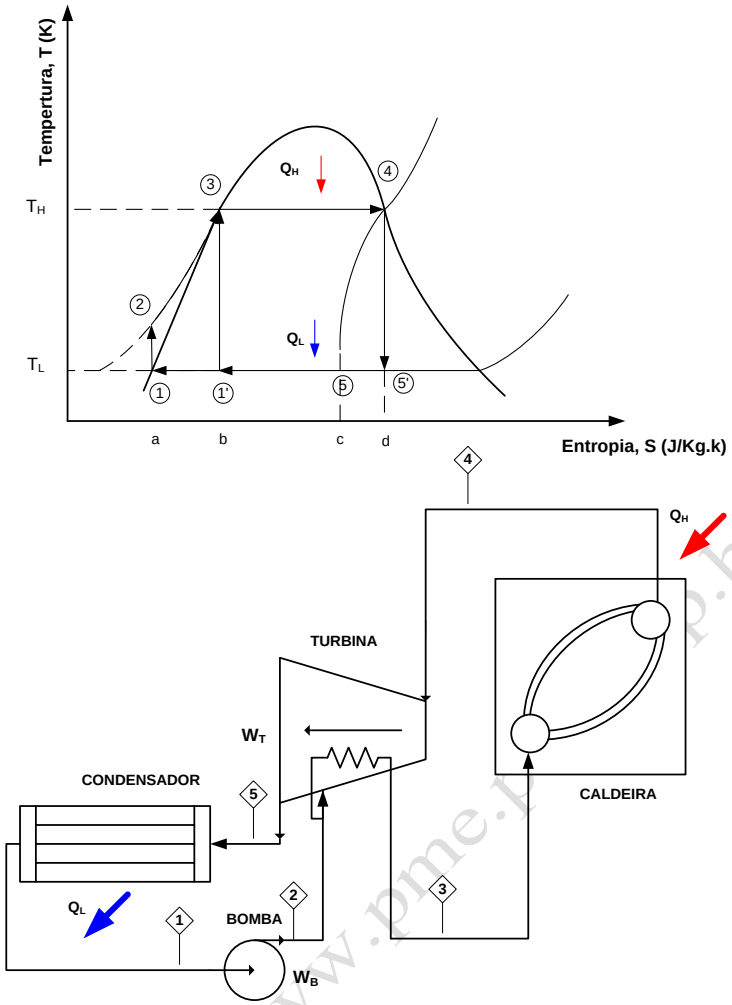


Fig. 9 – Ciclo de Rankine regenerativo ideal

Em termos práticos, não é possível utilizar esse ciclo regenerativo ideal por diversos motivos. O primeiro deles refere-se a impossibilidade de uma transferência de calor reversível entre o vapor em expansão com a água de alimentação do gerador de vapor. Também, verifica-se que vai ocorrer um aumento da presença de líquido na turbina em virtude da transferência de calor, o que é indesejável pelo problema de erosão das pás, como já mencionado.

A técnica usual de utilização das vantagens do ciclo regenerativo consiste em extrações do vapor de água em diversos estágios da turbina e misturá-lo com a água de condensação.

Para ilustrar essa técnica, considere o caso de uma única extração, como indicado na Figura10.Uma parcela do vapor de água é extraído no estado 6, indicado na

Prof. Simões - www.pme.p.br/sisea

figura. Esse vapor é, então, misturado com a água condensada proveniente da primeira bomba que está no estado 2. Espera-se que a razão entre a vazão mássica de vapor extraído e de água condensada seja suficiente para que o estado 3 seja de líquido saturado.

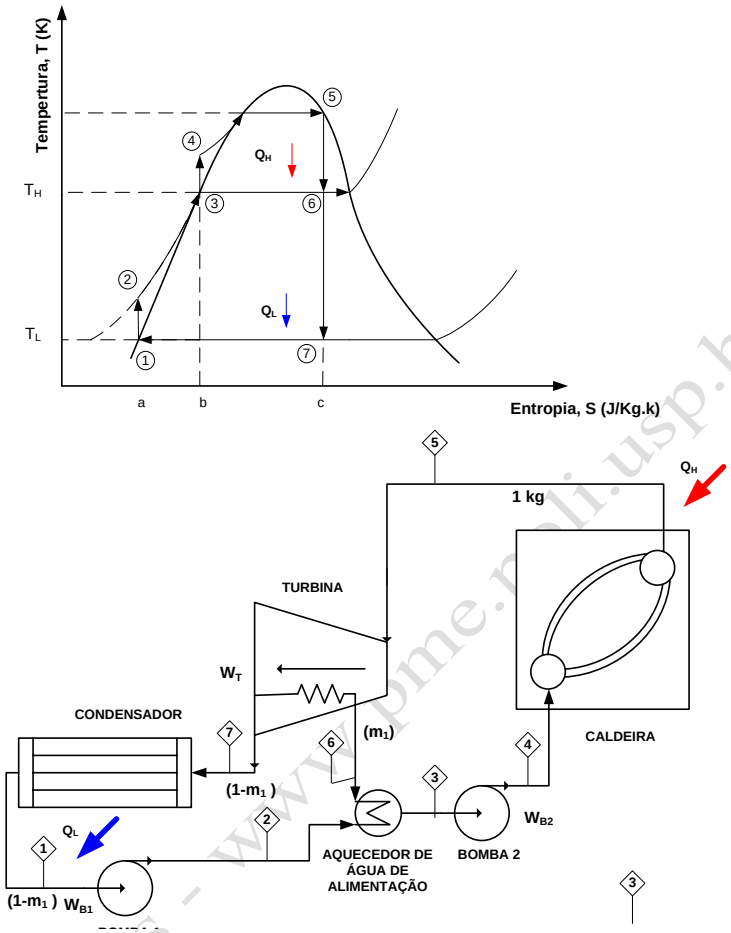


Fig. 10 – Ciclo regenerativo de Rankine com um aquecedor de mistura

Ainda com referência à Figura10, a mistura entre o vapor extraído e a água condensada está no estado 3 e, finalmente, dirige-se a uma segunda bomba que vai elevar a pressão da mistura até a pressão da linha do gerador de vapor.

Um ciclo regenerativo com três aquecedores de água de alimentação está indicado na Figura11.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

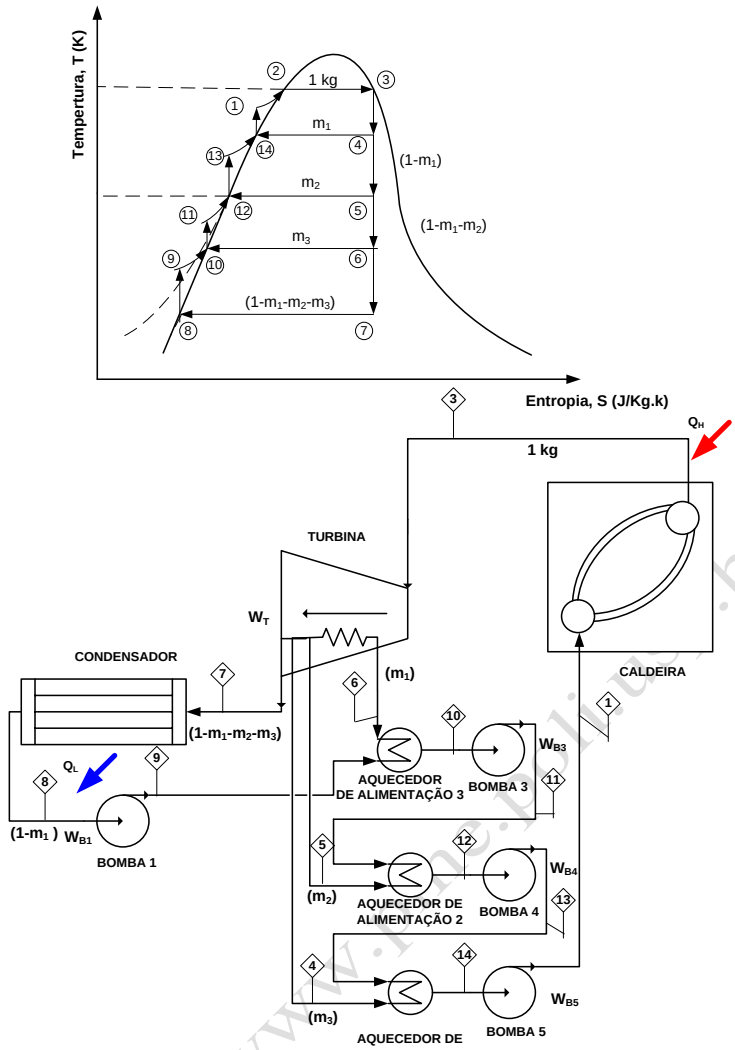


Fig. 11 – Ciclo regenerativo com 3 extrações (aquecedores de água)

Prof. Simões - www.fem.pucrs.br/sisea

2.5 – Perdas no Ciclo de Rankine

a) Turbina não é isoentrópica

Como a turbina não é isoentrópica, o caminho percorrido durante a expansão do vapor é irreversível (Figura 12 (a)). Assim define-se o rendimento isoentrópico da turbina entre as pressões de entrada (1)e saída (2), para a temperatura (T1) como:

$$\eta_T = \frac{W_T}{h_1 - h_{2S}} \Rightarrow W_T = \eta_T (h_1 - h_{2S}) \qquad (11)$$

b) Bomba não é isoentrópica

De forma análoga o caminho percorrido durante a compressão é irreversível (Figura 12 (b)), e define-se o trabalho isoentrópico da bomba como:

$$\eta_B = \frac{h_{S2} - h_1}{W_B} \Rightarrow W_B = \frac{(h_1 - h_{2S})}{\eta_B} \qquad (12)$$

Outras perdas são efeitos de atrito na tubulação (queda de pressão) e trocas de calor não isotérmicas (caldeiras e condensadores).

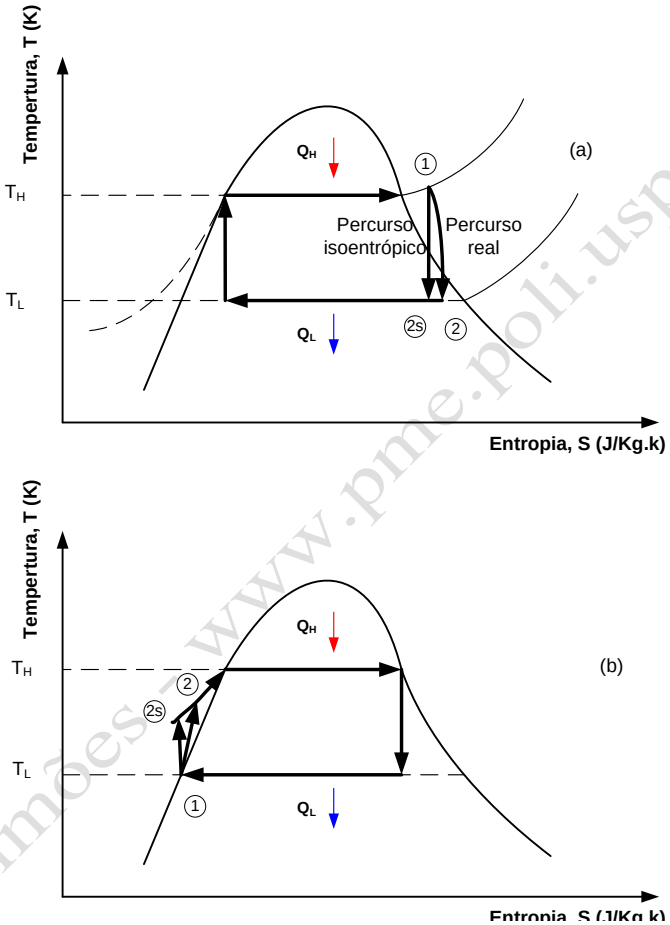


Fig. 12 – Perdasno Ciclo de Rankine, (a) Turbina e (b) Bomba

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Exemplo:

2.2.4. Uma central térmica a vapor opera segundo o ciclo indicado na figura abaixo. Sabendo que a eficiência da turbina é de 86% e que a eficiência da bomba é de 80%, determine o rendimento térmico deste ciclo. Construa o diagrama T-S para o ciclo apresentado. Utilize a tabela de saturação para água e vapor de água e considere que os processos ocorrem em regime permanente.

Os dados referentes a cada ponto do ciclo são:

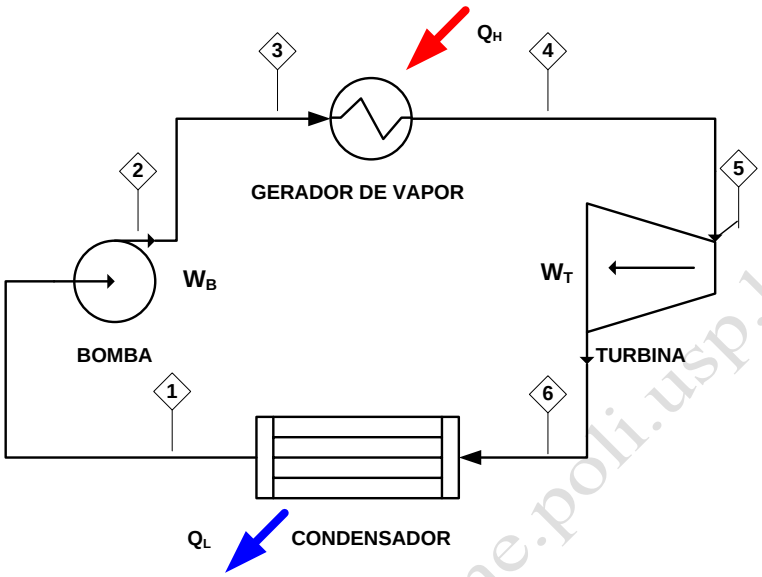
Ponto 1: P_1 = 10 kPa, T_1 = 42 °C;

Ponto 2: P_2 = 5 MPa;

Ponto 3: P_3 = 4,8 MPa, T_3 = 40 °C;

Ponto 4: P_4 = 4 MPa, T_4 = 400 °C;

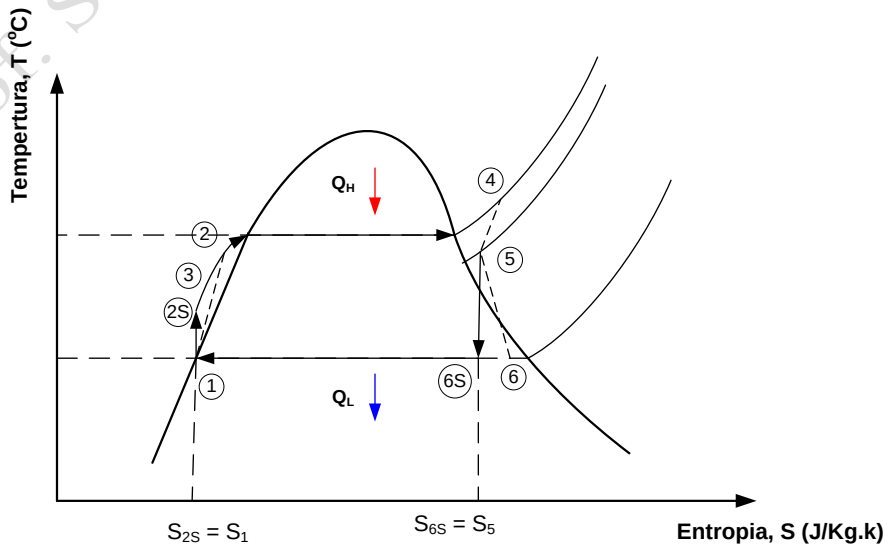
Ponto 5: P_5 = 3,8 MPa, T_5 = 380 °C;



Resolução:

É preciso fazer a consideração de que todos os processos ocorrem em regime permanente (variações desprezíveis de energias cinética e potencial).

O diagrama T-S do ciclo é:



Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

a) Para a turbina temos:

Estado de entrada: P_5, T_5, conhecidas; estado determinado.
Estado de saída: P_6 conhecida.
Da primeira dei da termodinâmica: $W_T = h_5 - h_6$
Da segunda lei da termodinâmica: $S_{6S} = S_5$

$\eta_T = W_T / (h_5 - h_6) = (h_5 - h_6) / (h_5 - h_{6S})$

Das tabelas de vapor de água, temos:
$h_5 = 3169,1$ kJ/kg
$S_5 = 6,7235$ k/kg.K
$S_{6S} = S_5 = 6,7235 = 0,6493 + x_{6S}\ (7,5009) \Rightarrow x_{6S} = 0,8098$
$h_{6S} = 191,8 + 0,8098\ 2392,8) = 2129,5$ kJ/kg
$W_T = \eta_T\ (h_5 - h_{6S}) = 0,86\ (3169,1\text{-}2129,5) = 894,1$ kJ/kg

b) Pata a bomba, temos:

Estado de entrada: P_1, T_1, conhecidas; estado determinado.
Estado de saída: P_2 conhecida.
Da primeira lei da termodinâmica: $|W_B| = h_2 - h_1$
Da segunda lei da termodinâmica: $S_2 = S_1$

$\eta_B = (h_2 - h_1) / |W_B| = (h_{2S} - h_1) / (h_2 - h_1)$

Como $S_2 = S_1$,

$h_{2S} - h_1 = v\ (P_2 - P_1)$

Assim,

$|W_B| = (h_{2S} - h_1) / \eta_B = v\ (P_2 - P_1) / \eta_B = 0,001009\ (5000 - 10) / 0,8 =$ 6,3 kJ/kg

Portanto,

$W_{liq} = W_T - |W_B| = 894,1 - 6,3 = 887,8$ kJ/kg

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

c) Para a cadeira temos:

Estado de entrada: P_3, T_3, conhecidas; estado determinado.
Estado de saída: P_4, T_4, conhecidas; estado determinado.
Da primeira lei da termodinâmica temos: $q_H = h_4 - h_3$

$q_H = h_4 - h_3 = 3213,6 - 171,8 = 3041,8$ kJ/kg

$\eta_T = 887,8 / 3041,8 = 29,2\%$

UNIDADE 3 – Tipos de Turbinas a gás

3.1 - Turbinas Industriais- Características

a) São as mais empregadas para a produção de potência (0,5 a 250 MW).

b) São grandes e pesadas, já que geralmente não há restrições quanto a tamanho ou peso.

c) São menos eficientes, porém de menor custo por quilowatt gerado que as aeroderivativas.

d) Podem atingir temperaturas máximas de até 1.260 ^oC.

e) Taxas de compressão podem atingir até 18:1 em novas unidades.

f) Usam uma variedade maior de combustíveis do que as aeroderivativas.

- Exemplo de turbinas a gás (industrial):

  A turbina mostrada na Figura 13 é um típico exemplo de turbinas a gás empregadas em larga escala na geração e cogeração de energia no Brasil e no mundo. Trata-se de uma turbina do tipo aeroderivativa de 50 MW de potência.

Prof. Simões - www.pmec.poli.unp.br/sisea

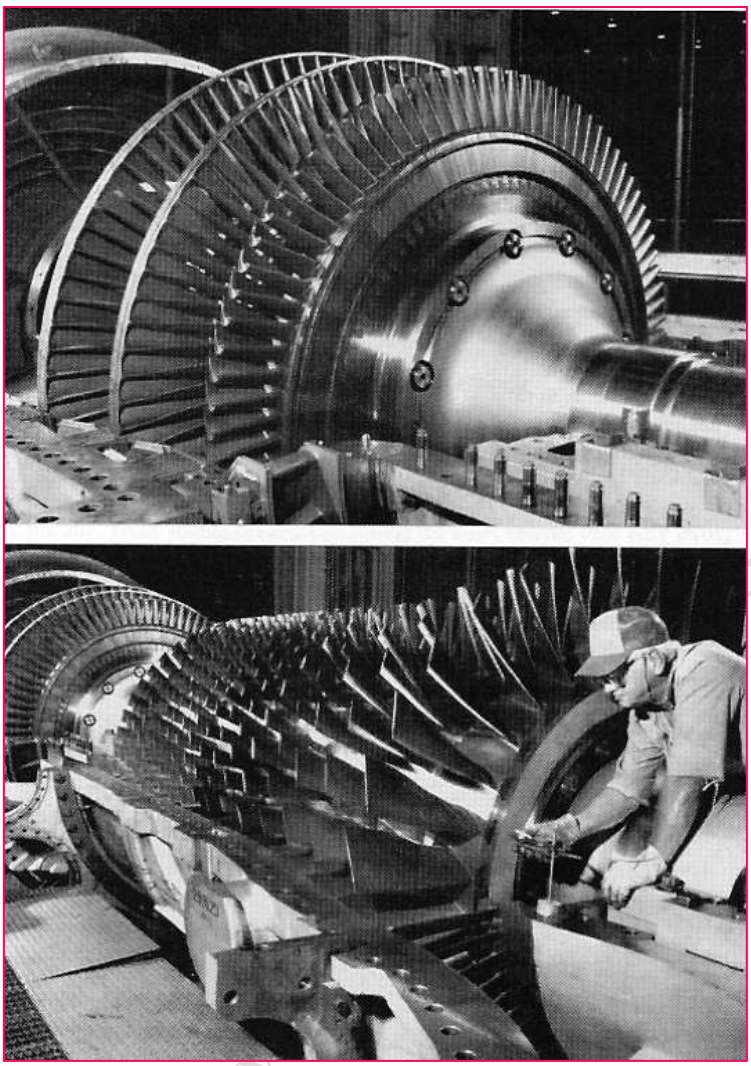


Fig. 13 - *Heavy-frame*, ou turbina industrial a gás
(adaptado de catálogo da General Electric Co.)
Fonte: Catálogo General Electric

Prof. Simões - www.unifei.edu.br/sisea

3.2 - Turbinas Aeroderivativas

a) Têm sua origem na indústria aeronáutica.

b) As maiores turbinas aeroderivativas estão na faixa de potência entre 40 e 50 MW.

c) Usam componentes mais leves e mais compactos.

d) São mais eficientes (até 40%), com taxas de compressão de 30:1.

e) Investimentosmaiselevados.

- Exemplo de Turbinas a gás (Aeroderivativas):

A Figura14 mostra uma turbina também do tipo aeroderivativa de 42 MW de potência da General Electric (GE). Ela possui uma eficiência térmica entre 40% e 43%.

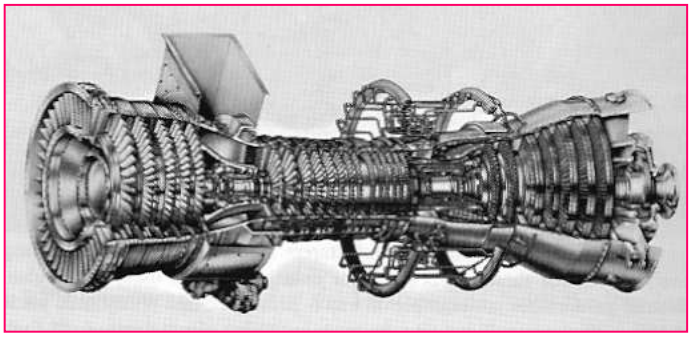


Fig. 14 – GE LM6000 engine
(adaptado do catálogo da GE Marine & Industrial Engines)
Fonte: Catálogo da General Electric

A Figura15 mostra, de forma esquemática, os componentes básicos de uma usina termelétrica que utiliza turbina a gás do tipo aeroderivativa.

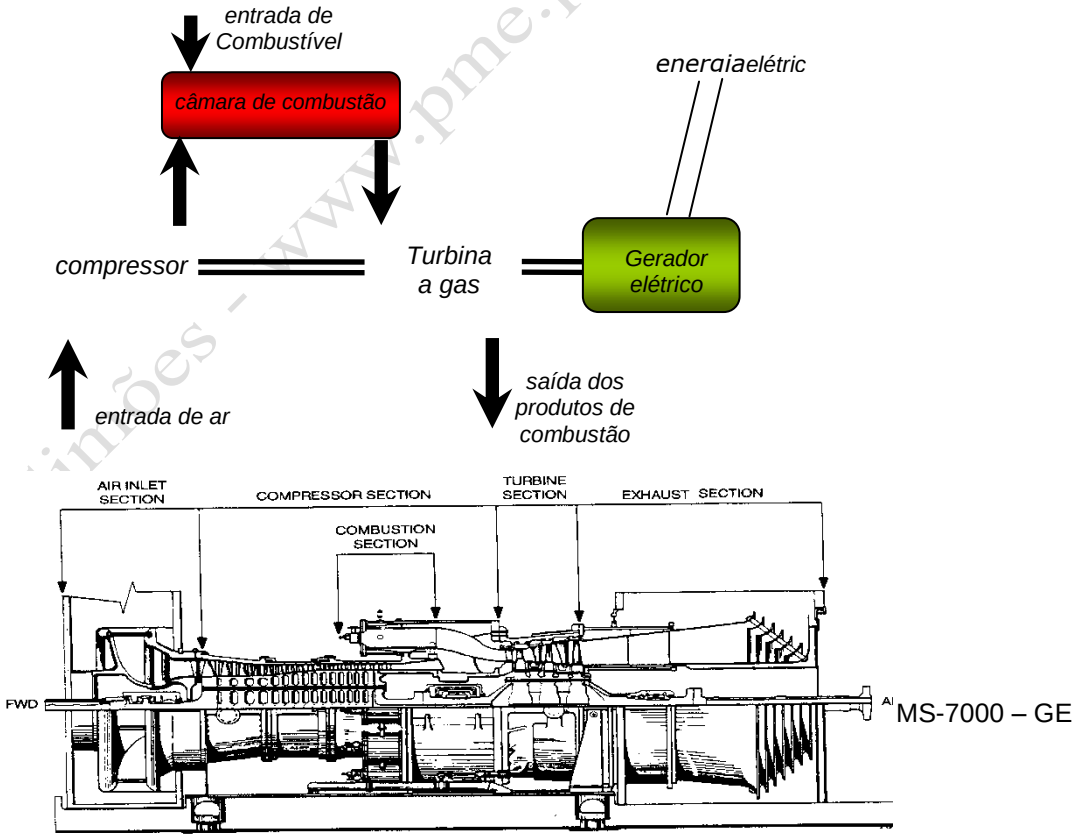


Fig. 15 - Componentes básicos de uma central termelétrica a turbina a gás

3.3 -Características gerais

a) **Combustíveis** – Podem operar numa grande variedade de combustíveis, incluindo gás natural, gás de processo, gás de aterro, óleo combustível, entre outros.

b) **Faixa de potência**– Entre 0,5 e 250 MW. Microturbinas, no entanto, podem ter potências tão baixas quanto 30 kW.

c) **Vida útil**– 25000 a 50000 horas com manutenção adequada.

d) **Rejeitos Térmicos**– Turbinas a gás produzem produtos de combustão de alta temperatura (430 – 600 ^{o}C). Esse rejeito térmico serve para, por meio de uma caldeira de recuperação, produzir vapor a alta temperatura e pressão para acionar um ciclo de vapor de forma combinada.

e) **Emissões**– Muitas turbinas a gás operando com gás natural podem produzir NOx abaixo de 25 ppm e CO na faixa de 10 a 50 ppm.

f) **Cargaparcial**– São relativamente sensíveis a operação com cargas parciais.

3.4 -Componentes principais

A Figura16 mostra o corte de uma turbina a gás mostrando a câmara de combustão onde o combustível é injetado na câmara e sofre o processo de combustão com o ar comprimido proveniente do regenerador/compressor.

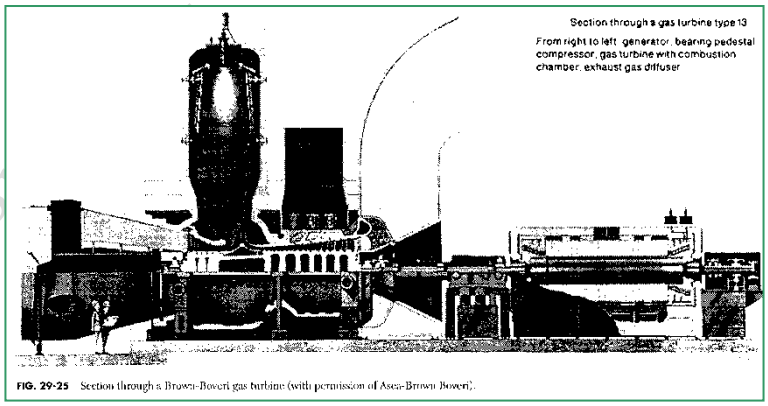


Fig. 16 – Corte de uma turbina a gás mostrando a câmara de combustão (adaptado) Fonte: Catálogo da ABB

A Figura17 mostra o corte esquemático de uma turbina a gás onde podem ser identificados o compressor, o regenerador e a turbina propriamente.

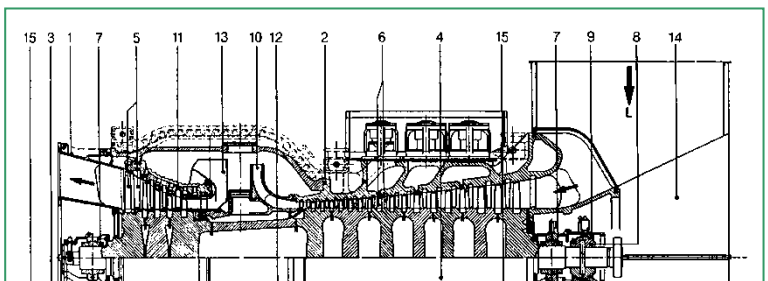


Fig. 17–Corte esquemático de uma turbina a gás.Adaptado.

Compressor – axial de múltiplos estágios.

Regenerador – recupera parte do calor que seria perdido pelos gases de escape para aquecer o ar comprimido que entra na câmara de combustão.

Turbina– transforma a energia (entalpia) dos produtos de combustão em trabalho mecânico de eixo através da expansão desses gases numa série de bocais, estacionários e girantes

3.5 - Outros Componentes

a) Tomada de ar– tomada de ar dotada de filtros. Também podem ter sistemas de resfriamento (resfriamento evaporativo ou outro meio) para diminuição da temperatura de entrada do ar (aumento de eficiência).

b) Sistema de exaustão– os produtos de combustão que deixam a turbina ou são diretamente dirigidos para a chaminé, e posteriormente para a atmosfera, ou primeiramente passam pelo regenerador para pré-aquecer o ar comprimido antes da combustão – ver corte esquemático da turbina a gás, acima. Em casos de ciclos combinados, os produtos de combustão são direcionados para a caldeira de recuperação a fim de produzir vapor.

c) Gerador elétrico– equipamento que converte energia mecânica produzida pela turbina em energia elétrica.

d) Sistema de partida – Existem três sistemas de partida: (1) motor diesel; (2) motor elétrico; (3) sistema estático de partida.Os sistemas (1) e (2) usam um acoplamento por meio de embreagem. A turbina é acionada ou pelo motor diesel

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

ou pelo elétrico até que a rotação e condições operacionais sejam alcançados. A partir daí realiza-se o desacoplamento. No sistema estático de partida, o gerador funciona de forma reversível e atua como um motor elétrico para acionar a turbina até que o regime seja estabelecido. Após o quê é revertido para sua função normal.

e) Sistema de combustível – muitas turbinas são projetadas para trabalhar tanto com combustíveis líquidos (óleo combustível), como gasosos (gás natural). Os combustíveis devem ser injetados na câmara de combustão, na pressão de trabalho e vazões controladas. Para isso, é preciso um sistema complexo de bombas, compressores, válvulas e controladores.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

3.6 - Sistemas auxiliares

a) Sistemas de óleo lubrificante para os mancais e acionamentos hidráulicos diversos;

b) Sistemas de resfriamento de componentes da turbina por meio de ar;

c) Controle de emissões – Sistemas de monitoramento e controle de emissões, sobretudo CO e NOx.

UNIDADE 4 – O Ciclo de Brayton Simples

Este ciclo traz como principais simplificações o fato de o fluido de trabalho não mudar: é sempre ar atmosférico com propriedades constantes.O processo de combustão em que ocorre a transformação do ar em produtos de combustão é substituído por um processo de adição de calor. Além disso, os processos de admissão e exaustão são eliminados. Trata-se, portanto, de uma massa fixa de ar que circula pela máquina.

Como se pode verificar na Figura18, o processo de exaustão/admissão é substituído por um processo de rejeição de calor a pressão atmosférica.

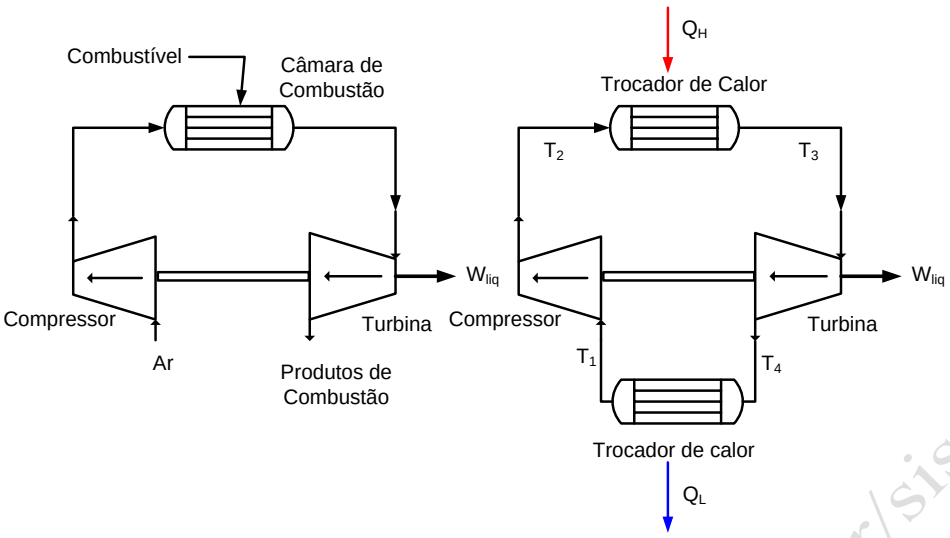


Fig. 18–Ciclo de Brayton simples e o ciclo padrão a ar correspondente

4.1–Balanço térmico dos equipamentos

$$\text{calor recebido}: \quad q_H = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \tag{13}$$

$$\text{calor cedido}: \quad q_L = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1) \tag{14}$$

$$\text{trabalho de compressão}: \quad w_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \tag{15}$$

$$\text{trabalho da turbina}: \quad w_{turb} = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \tag{16}$$

$$\text{trabalho líquido}: \quad w_T = w_{turb} - w_c = q_H - q_L \tag{17}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

4.2 – Diagramas importantes

Nas figuras abaixo estão representados os diagramas de temperatura versus entropia (Figura19) e pressão versus volume (Figura. 20) para o ciclo padrão a ar de um ciclo Brayton simples.

Fig. 19–Diagrama de temperatura versus entropia para o ciclo padrão a ar de um Ciclo Brayton simples

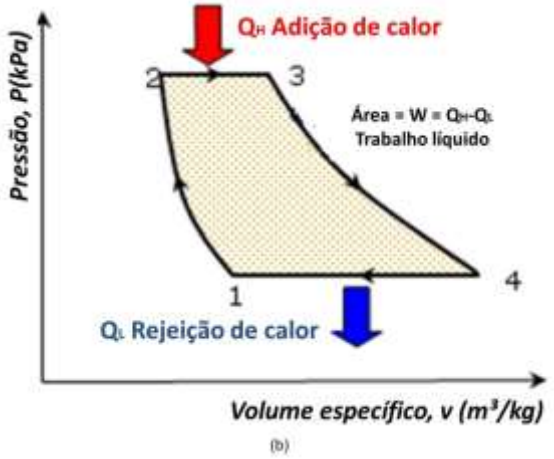


Fig. 20 - Diagrama de pressão versus volume para o ciclo padrão a ar de um Ciclo Brayton simples

Prof. Simões

4.3 - Eficiência ou rendimento térmico, $\eta_{térmico}$

Note que T_3 é a máxima temperatura do ciclo e T_1, a menor temperatura (ambiente, geralmente).

$$\eta_{Térmico} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{C_P(T_4 - T_1)}{C_P(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \qquad (18)$$

Observamos, entretanto, que:

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{(k-1)}}$$
$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad e \quad \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1 \tag{19}$$

Então, temos que o rendimento térmico é:

$$\eta_{Térmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}} \tag{20}$$

Sendo que K é a razão entre calores específicos e vale 1,4 para o ar atmosférico.

O gráfico da Figura21 mostra a correlação do rendimento térmico com a taxa de compressão de um ciclo Rankine.

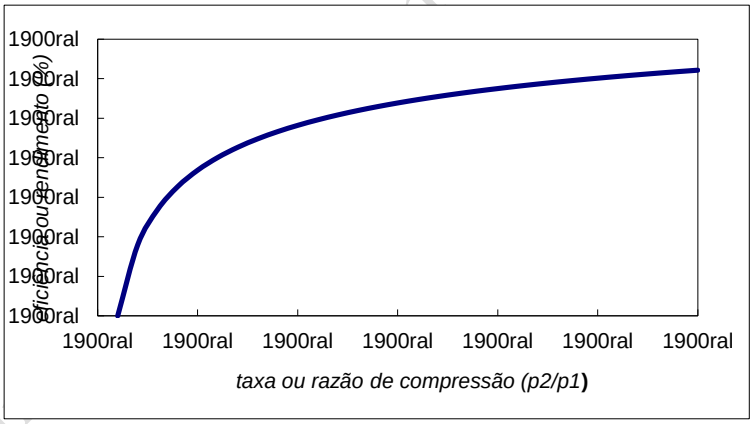


Fig. 21–Rendimento térmico em função da taxa de compressão para um Ciclo Rankine

Como visto o rendimento ou eficiência térmica, η_T, só depende da taxa ou razão de compressão, r= p2/p1. Isto está ilustrado no gráfico acima.

Contrariamente ao caso do ciclo de Rankine, a análise simples do rendimento térmico não é suficiente para determinar as melhores condições operacionais. Isto porque uma parte considerável do trabalho produzido pela turbina é consumida pelo compressor. Assim, é interessante verificar as condições em que o sistema turbina-compressor produz máximo trabalho líquido.

Prof. Sí... ...e.poli.usp.br/sisea

Trabalho do compressor: $$w_C = C_p(T_2 - T_1) \quad (21)$$

Trabalho da turbina apenas: $$w_{turb} = C_p(T_3 - T_4) \quad (22)$$

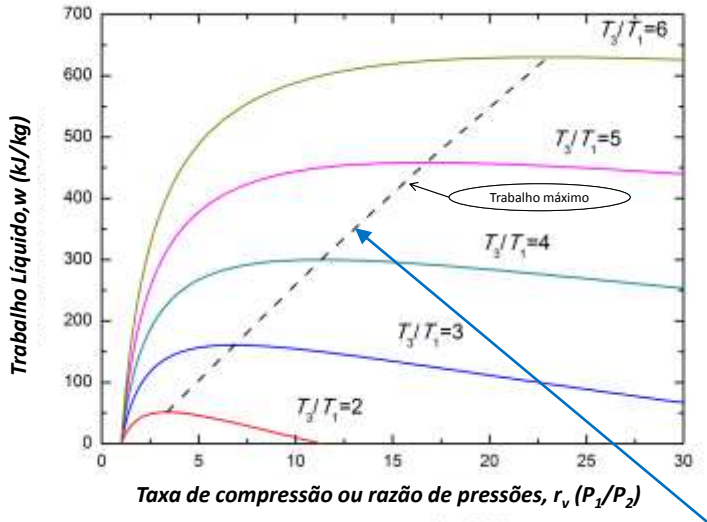
Trabalho líquido: $$w_T = w_{turb} - w_C = C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1) \quad (23)$$

$$\text{onde} \quad r = \frac{P_1}{P_2} \text{ é a razão de pressões}$$

A equação do trabalho líquido ainda pode ser manipulada para obter:

$$w_T = C_P T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} \right) \times \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (24)$$

A expressão do trabalho está posta no gráfico abaixo(Figura22) para diversas razões de temperaturas T_3/T_1 e T_1 = 300 K.



Note no gráfico que existem pontos de máximo trabalho para cada curva de razão de temperatura, como ilustrado pela curva em vermelho e indicada pela seta em azul.

Fig. 22–Trabalho em função da taxa de compressão para diversas razões de temperatura (T_3/T_1)

A condição de maximização do trabalho é obtida pela derivação da expressão do trabalho como função de *r,* e igualada a zero para razões de temperaturas fixas T_3/T_1. Procedendo assim, obtém-se a seguinte condição de trabalho máximo:

Prof ... me.poli.usp.br/sisea

$$r_{máx\ trab.} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \qquad (25)$$

Exemplo:

2.4.1. Uma turbina a gás simples foi projetada para operar nas seguintes condições:

Temperatura máxima do ciclo:	T_3=	840 °C
Temperatura de admissão do ar:	T_1=	15 °C
Pressão máxima do ciclo:	P_3 =	520 kPa
Pressão mínima:	P_1=	100 kPa
Dados:	k = 1,4 e	
	C_P = 1 kJ/kg	

Determine:

a) o rendimento ou eficiência térmica do ciclo;
b) o trabalho do compressor;
c) o trabalho na turbina;
d) o trabalho líquido do ciclo;
e) a vazão de ar necessária para produzir 1 kW;
f) a temperatura T_4 na seção de saída.

Resolução:

a) O rendimento térmico do ciclo:

$\eta_T = 1 - (P_3 / P_1)^{(k-1)/k} = 1 - (520/10)^{0,286} = 37,6\ \%$

b) O trabalho do compressor:

Da primeira lei da termodinâmica vem: $|W_{COMP}| = h_2 - h_1 = C_P (T_2 - T_1)$

Da segunda lei da termodinâmica, vem: $S_2 = S_1$

Portanto,

$T_2 / T_1 = (P_2 / P_1)^{(k-1)/k} =$

$(P_2 / P_1)^{(k-1)/k} = (520/100)^{0,286} = 1,602$

$T_2 = 288,15 \times 1,602 = 461,61\ K$

Assim,

$|W_{COMP}| = C_P (T_2 - T_1) = 1,0\ (461,61-288,15) = 173,47\ kJ/kg$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

c) O trabalho da turbina:

Da primeira lei da termodinâmica vem: $W_T = h_3 - h_4 = C_P (T_3 - T_4)$

Da segunda lei da termodinâmica vem: $S_3 = S_4$

Então, pode-se escrever que:

$T_3 / T_4 = (P_3 / P_4)^{k-1/k} \Rightarrow (P_3 / P_4)^{k-1/k} = (520/100)^{0,286} = 1,602$

$T_4 = T_3 / 1,602 = 1113,15/1,602 = 694,85$ K

Assim,

$W_T = C_P (T_3 - T_4) = 1,0\ (1113,15 - 694,85) = 418,2$ kJ/kg

d) O trabalho líquido do ciclo:

$W_{lig} = W_T - |W_{COMP}| = 418,2 - 173,47 = 244,83$ kJ/kg

e) A vazão de ar necessária para produzir 1 kW:

$$\dot{m} = \frac{1}{W_{liq}} = \frac{1}{244,83} = 0,00408\ kg/kWs = 14,7\ kg/kWh$$

f) A temperatura T_4:

Como já calculado $T_4 = 694,85$ K.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

4.4 – O Ciclo Brayton Simples com ineficiências

a) Perdas –As ineficiências ocorrem porque tanto o compressor, como a turbina não são máquinas ideais (isoentrópicas).

b) Comportamento geral– Considerável parte do trabalho gerado pela turbina é consumida para acionar o compressor, podendo chegar de 40 % a 80 % do valor produzido pela turbina. De forma que se as eficiências caírem para valores muito baixos (60%), nenhum trabalho líquido será produzido pela turbina.

c) Eficiência ou rendimento isoentrópico do compressor:

$$\eta_C = \frac{w_{S-comp}}{w_{Creal}} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} \tag{26}$$

d) Eficiência ou rendimento isoentrópico da turbina apenas:

$$\eta_{turb} = \frac{w_{turb-real}}{w_{S-turb}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4S}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4S}} \tag{27}$$

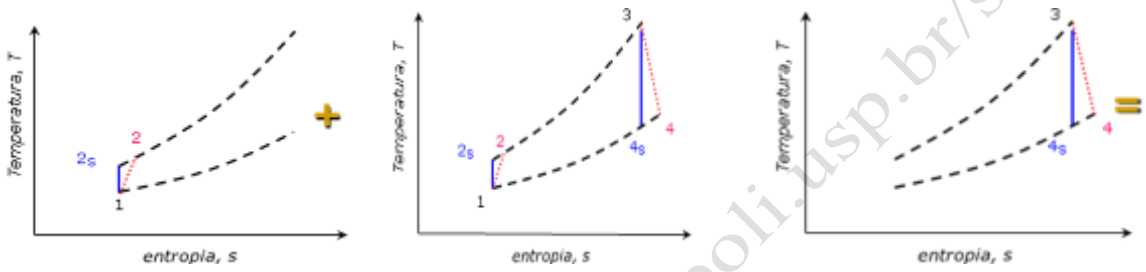


Fig. 23–Rendimento isoentrópico da turbina

e) Trabalho real do compressor:

$$w_{Creal} = \frac{w_{S-comp}}{\eta_C} = \frac{1}{\eta_C} C_p (T_2 - T_1) = \frac{C_p T_1}{\eta_C} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \Rightarrow$$

$$w_{Creal} = \frac{C_p T_1}{\eta_C} \left(r^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right) \tag{28}$$

f) Trabalho real na turbina:

$$w_{turb-real} = \eta_{turb} w_{S-turb} = \eta_{turb} C_p (T_3 - T_4) = \eta_{turb} C_p T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \Rightarrow$$

$$w_{turb-real} = \eta_{turb} C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{(k-1)}{k}}} \right) \tag{29}$$

g) Trabalho líquido real na turbina (eq. 29 subtraída da eq. 28):

$$w_T = w_{turb-real} - w_{Creal} = \eta_{turb} C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{(k-1)}{k}}} \right) - \frac{C_p T_1}{\eta_C} \left(r^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right) \tag{30}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Razão ou taxa de compressão para o máximo trabalho considerando rendimentos das máquinas, obtida através da derivação da eq. 30 para obtenção do ponto de máximo:

$$r_{máx\ trab.} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\eta_{turb}\eta_C \frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \tag{31}$$

Novo rendimento térmico do ciclo, considerando rendimentos das máquinas:

$$\eta_{térmico} = \frac{\eta_{turb}\frac{T_3}{T_1}\left(1-\frac{1}{r^{(k-1)/k}}\right)-\frac{1}{\eta_C}\left(r^{(k-1)/k}-1\right)}{\frac{T_3}{T_1}-\left(1+\frac{r^{(k-1)/k}-1}{\eta_C}\right)} \tag{32}$$

Se as eficiências das máquinas forem unitárias, isto é, η_C= 1 e η_{turb} = 1, então as expressões (25) e (24) são obtidas!

Exemplo:

2.4.2. Como a eficiência das máquinas afeta o desempenho global da turbina.

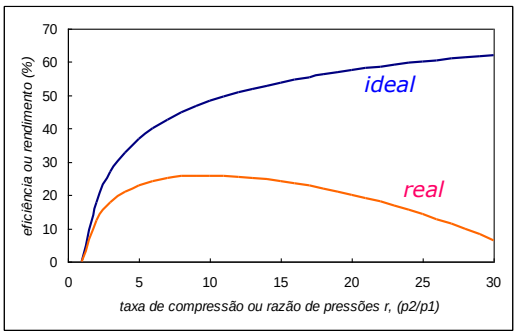
a) Considere uma máquina com um compressor de eficiência de ηC = 80% e turbina de eficiência de ηturb = 85%.

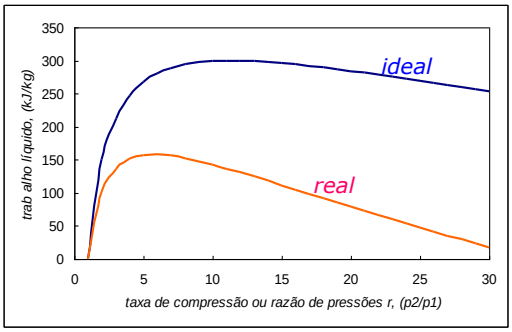
b) Assuma que a máxima temperatura do ciclo é T_3 = 1200 K e a menor tempertura é T_1 = 300 K.

Resolução:

a) A eficiência de um ciclo real é consideravelmente reduzido em função das irreversibilidades de expansão (na turbina) e de compressão (no compressor), como se pode verificar nas figuras abaixo. A utilização mais racional da energia térmica do ciclo é uma maneira importante de se aumentar a eficiência do ciclo real. Se os gases que deixam a turbina estão em temperatura relativamente elevada é possível, por exemplo, reutilizar essa energia para promover o aquecimento do fluido em outra seção do ciclo como no caso do ciclo Brayton com regenerador.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea





b) Por exemplo, se admitirmos uma taxa de compressão r_P = 10, temos que ara o ciclo ideal, η_{Tid} ~ 50% e η_{Treal} ~ 22% (ver gráfico).

2.4.3. Repita o exercício anterior com as seguintes eficiências:

Temperatura máxima do ciclo: T_3 = 840 oC
Temperatura de admissão do ar: T_1 = 15 oC
Pressão máxima do ciclo: P_3= 520 kPa
Pressão mínima: P_1= 100 kPa
η_{turb}= 85% e η_C=80%

Dados: k = 1,4 e C_P = 1 kJ/kg

Determine:

a) o rendimento ou eficiência térmica do ciclo;
b) o trabalho real do compressor;
c) o trabalho real na turbina;
d) o trabalho líquido real do ciclo;
e) a vazão de ar necessária para produzir 1 kW;
f) a temperatura *T*4 na seção de saída.

Resolução:

De acordo com o diagrama T-S para um ciclo Brayton real, pode-se escrever:

$W_T = \eta_T C_P T_3 [1- 1 / (P3/P1)^{(k-1)/k}]$

$|W_{COMP}| = (C_P T_1) [(P_3 / P_1)^{(k-1)/k} - 1]/ \eta_C$

$W_{liq} = W_T + |W_{COMP}|$

Sabe-se que:

$\eta_T = W_{liq} / Q_H$

mas

$Q_H = Q_{2-3} = C_P (T_3 – T_2) = 1,0 (1113,15 – 461,61) = 651,54$ kJ/kg

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Assim, pode-se escrever:

$\eta_T = W_{liq} / Q_H = [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] / (T_3 - T_2)$

Substituindo-se os termos de trabalho na turbine e no compressor e desenvolvendo-se a equação de rendimento térmico, tem-se que:

$$\eta_T = \frac{\eta_{turb}\frac{T_3}{T_1}\left[1-\frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{(k-1)/k}}\right]-\frac{1}{\eta_C}\left[\left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{(k-1)/k}-1\right]}{\frac{T_3}{T_1}-\left[1+\frac{\left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{(k-1)/k}-1}{\eta_C}\right]}$$

Substituindo-se os valores de temperaturas, pressões e de rendimentos na equação acima temos:

η_T= 22,8%

b) O trabalho real do compressor:

$|W_{COMP}| = (C_P\ T_1)\ [(P_3 / P_1)^{(k-1)/k} - 1]/ \eta_C$

$|W_{COMP}| = (1,0 \times 288,15)\ [(5,2)^{0,286} - 1] / 0,8 = 216,7$ kJ/kg

c) O trabalho real da turbina:

$W_T = \eta_T\ C_P\ T_3\ [1- 1 / (P_3/P_1)^{(k-1)/k}]$

$W_T = 0,85 \times 1,0 \times 1113,15\ [1- 1/(5,2)^{0,286}] = 355,4$ kJ/kg

d) O trabalho líquido real do ciclo:

$W_{liq} = W_T - |W_{COMP}| = 355,4 - 216,7 = 138,7$ kJ/kg

Resumo dos dois exemplos

	$\eta_{térmico}$	W_C	W_{turb}	W_T	$\dot{m}$	T_4
Exemplo 1	37,6	173,4	418,2	244,8	14,7	421,9
Exemplo 2	22,8%	216,7	355,4	138,7	25,6	484,6

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

4.5 – O Ciclo BRAYTON com Regenerador ou Recuperador de Calor

Uma das primeiras coisas que ressaltam do ciclo de Brayton simples é que os gases de saída saem com uma temperatura relativamente elevada.Por outro lado, calor tem que ser fornecido ao ciclo por combustão.Assim, o ciclo de Brayton com regeneração ou recuperação (Figura24) aproveita o calor, que de outra forma seria liberado para a atmosfera, para aquecer o ar comprimido imediatamente antes da câmara de combustão.

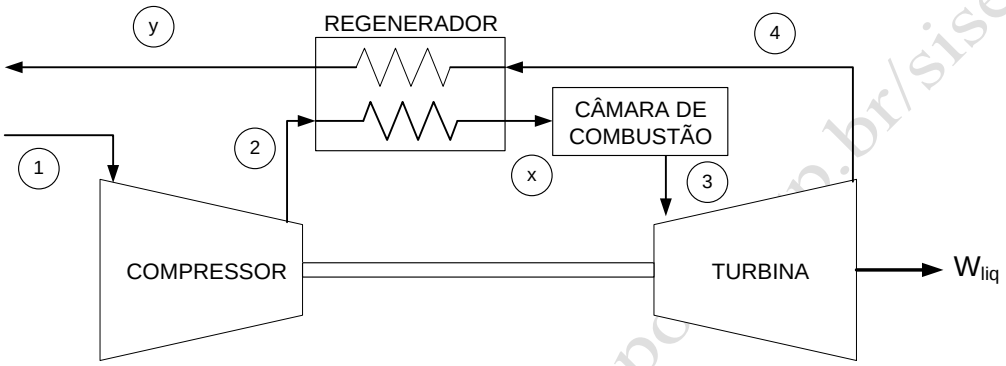


Fig. 24–Ciclo Brayton com regeneração ou recuperação

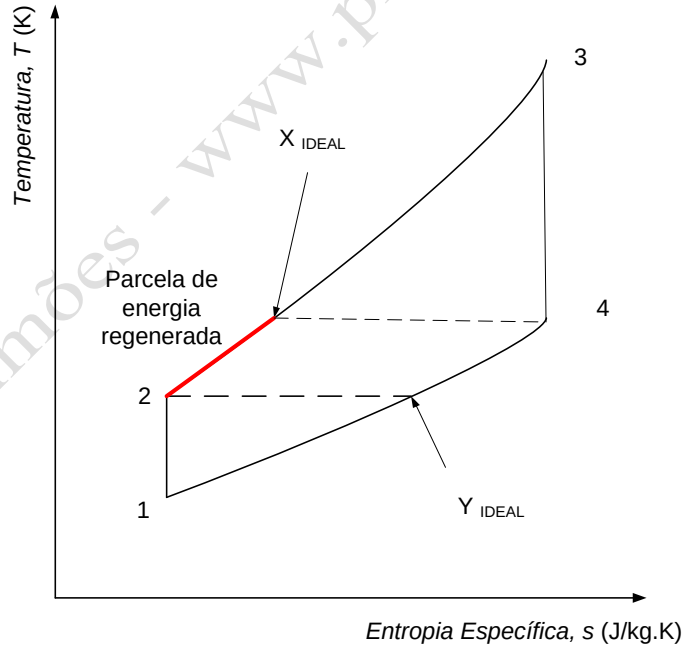


Fig. 25–Diagrama temperatura versus entropia para um Ciclo Brayton com recuperação

O regenerador ideal é um trocador de calor de contra-corrente.Como se pode observar pelo gráfico da Figura25, é possível ganhar uma parcela de energia com a troca de calor ocorrida no regenerador.

Prof. Simões - www.pmec.ufpa.br/sisea

4.6 – Parâmetros de Especificação e de Desempenho

a) **Condições ISO** – *International Standards Organization*

1- Temperatura (bulbo seco) do ar: 15 °C (59 °F)
2- Umidade relativa do ar: 60%
*3- Pressão ambiente normal: 101,325 kPa (14,7 ps*ia)

b) **Capacidade de base (*base rating*)** – desempenho máximo da turbina em operação contínua que pode ser mantido por 6.000 horas.

c) **Capacidade de pico (*peak rating*)** – desempenho máximo da turbina que pode ser mantido por um período contínuo limitado (2.000 horas).

d) **Taxa específica de calor (*heat rate*)** – é o consumo de energia térmica necessária para produzir 1 kWh (quilowatt-hora) de energia elétrica. Geralmente, a taxa específica de calor, ou *heat rate* é fornecida pelo fabricante em unidades de Btu/kWh.

e) **Taxa de produção de energia térmica** - (calor) é dada pelo produto da vazão mássica de combustível pelo seu poder calorífico inferior, ou seja:

$$\textit{taxa de calor} = \dot{m}_{comb} \times PCI,$$

onde,

$\dot{m}_{comb}$ – taxa de consumo de combustível em lb/h (ou kg/h)
PCI - poder calorífico inferior em BTU/lb (ou kJ/kg) (33)

Assim:

$$\text{Heat rate (Btu/kWh)} = \frac{\text{taxa de calor (Btu/h)}}{\text{Produção de energia elétrica (kWh)}} = \frac{\dot{m}_{comb}\text{(lb/h)} \times PCI\text{(Btu/lb)}}{\text{Produção de energia elétrica (kWh)}} \quad (34)$$

Note que a taxa específica de calor (*heat rate*) é um parâmetro adimensional e o seu recíproco representa a eficiência térmica da turbina, $\eta_{\text{térmica}}$

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{1}{\text{"heat rate"}}, \quad \text{onde para se obter a taxa específica de calor ("heat rate") utilizam-se unidades iguais para as energias elétrica e térmica (kWh/kWh ou Btu/Btu, por exemplo)} \quad (35)$$

f) **Temperatura de admissão** – temperatura (bulbo seco) do ar de admissão no compressor.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

g) **Temperatura de exaustão** – temperatura média dos produtos de combustão que deixam a turbina. Menores temperaturas de exaustão são indicações de melhores eficiências térmicas. Como regra geral turbinas industriais apresentam $T_{saída}$ entre 500 °C e 600 °C e turbinas aeroderivativas entre 430 °C e 500 °C.

h) **Razão de pressões ou taxa de compressão** – razão entre a pressão do ar na saída e na entrada docompressor. Em princípio, quanto mais elevada a taxa de compressão,mais elevados são os rendimentos. Na prática, custos e condições operacionais impedem valores muito elevados. Alguns dados: turbinas industriais na faixa 10 a 18 e aeroderivativas na faixa de 18 a 30.

i) **Temperatura de admissão na turbina** – também conhecida como *turbine firingtemperature*. É a temperatura média dos produtos de combustão que entram no estágio da turbina, após a câmara de combustão. Temperaturas mais elevadas implicam em maiores rendimentos, sendo o máximo valor limitado pelas propriedades metalúrgicas dos materiais e processos de resfriamento das pás das turbinas. Turbinas de última geração possuem temperatura de admissão de até 1.260 °C.

j) **Vazão dos gases de exaustão** – é a vazão mássica dos gases que deixam a turbina. Essencialmente é a soma das vazões de ar e de combustível e de vapor de água, caso haja injeção de vapor.

k) **Fluxo de energia térmica de exaustão** – (*exaustheat*) em kJ/h ou Btu/h é o fluxo de energia térmica dos produtos de combustão que deixam a turbina. É o fluxo de entalpia total. Pode ser obtido de um balanço térmico da turbina considerando os insumos energéticos e a eficiência térmica da máquina.

l) **Perdas de carga** – geralmente fornecida em cmH2O (ou inH2O). Medida das perdas de carga na região de admissão do compressor (perda de carga de admissão) ou na região de descarga (perda de carga de descarga).

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Exemplo de catálogo (turbina ALSTOM)

GT24

Key Benefit

The most competitive 60Hz solution for deregulated and merchant markets.

GT24

Fuel		Natural Gas
Frequency	Hz	60
Electrical output	MW	179
Electrical efficiency	%	37.5
Heat rate	Btu/kWh	9,098
Turbine speed	rpm	3,600
Compressor pressure ratio		30:1
Exhaust gas flow	kg/s	391
Exhaust gas temperature	°C	630
NOx emissions (corr. to 15% O_2, dry)	vppm	<25

Fig. 26 – dados de catálogo das turbinas ALSTON

Determinação da vazão mássica de gás natural necessária para acionar a turbinaGT24, conforme catálogo do fabricante (Figura 26).

Dados: $PCI_{\text{gás natural}}$ = 48400 kJ/kg (Bolívia)

$$\text{"heat rate"} = \frac{\dot{m}_{comb} \times PCI}{\text{Potência elétrica}} \Rightarrow$$

$$\dot{m}_{comb} = \text{"heat rate"} \times \frac{\text{Potência elétrica}}{PCI} = \frac{9098 * 1{,}055}{3600} \times \frac{179 \times 10^3}{48400} \Rightarrow \quad (36)$$

$$\dot{m}_{comb} = 9{,}86 \text{ kg/s}$$

Logo temos,

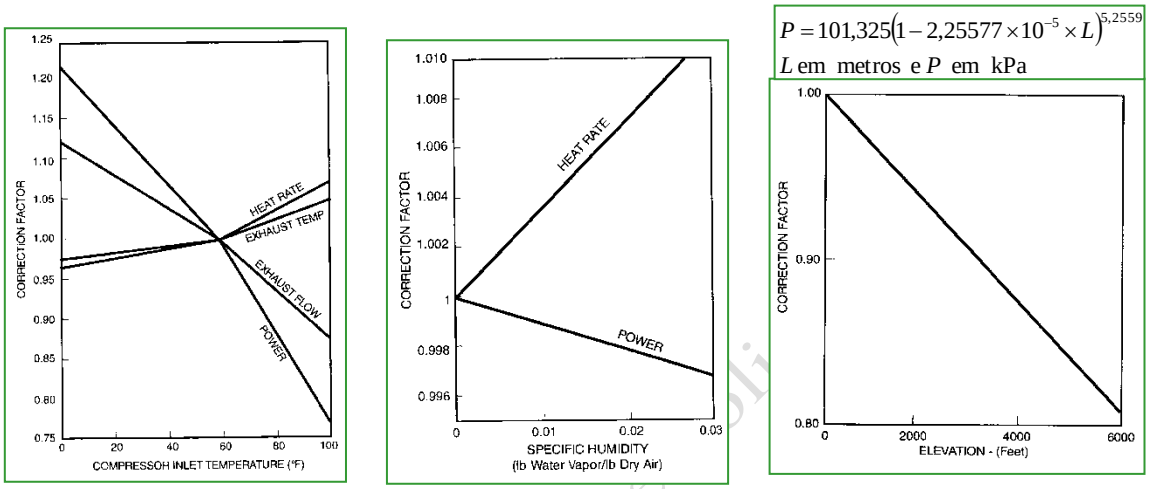
$$\eta_{\text{térmic}} = \frac{1}{\text{"hea rate}} = \frac{1}{\frac{909 * 1{,}05}{1 * 360}} \times 100 = 3{,}5\%$$

Nota: 1 BTU = 1,055 kJ

Prof. Simões - www.usp.br/sisea

4.7 – Parâmetros que Afetam o Desempenho

a) **Condições ambientes** – as curvas a seguir (Figura27) mostram como a turbina é afetada pela mudança das condições ambientes. São mostradas influência da temperatura de admissão, umidade absoluta, e pressão barométrica.



(a) (b) (c)

Fig. 27–Fatores de correção para vários parâmetros de desempenho de uma turbina a gás como função (a) da temperatura do ar de entrada; (b) da umidade absoluta; (c) da altitude local

b) **Combustíveis** – o tipo de combustível também afeta o desempenho de turbinas. Gás natural e óleos combustíveis leves são os mais usados. Também pode-se empregar gás de refinaria, propano, combustíveis sintéticos, entre outros.

c) **Carga parcial** – quando potências menores que a máxima são geradas, a potência produzida pode ser diminuída pela diminuição da temperatura dos produtos de combustão na entrada da turbina provenientes da câmara de combustão. Consequentemente, haverá uma diminuição da eficiência global da máquina, como indicado na Figura 28. Emissões também geralmente aumentam com a operação em carga parcial.

Prof. Simões - www.pme.poli

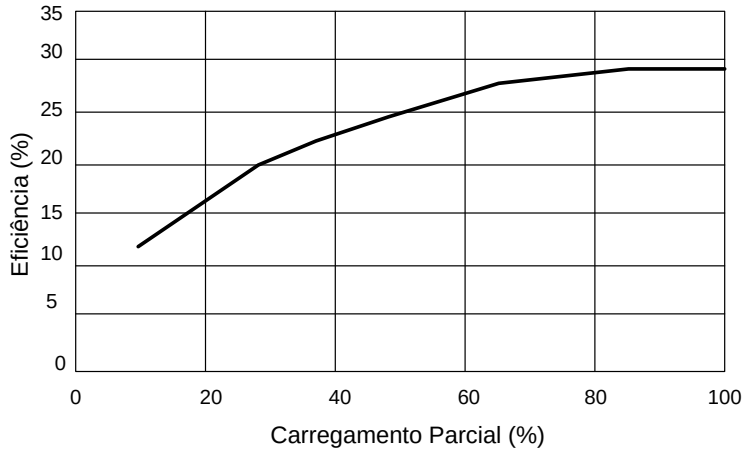


Fig. 28–Efeito de diminuição da eficiência global da máquina em função da diminuição da potência

Exemplo:

2.4.4 Estime a diminuição da potência total de uma turbina a gás (TG) que nas condições ISO produz 100 MW de potência. Sabe-se que a TG vai operar num local onde a altitude é de 600 e que a temperatura de admissão do ar e a umidade relativa do ar são os da condição ISO.

Resolução:

P_{LOCAL} = FC x P_{ISO} = 0,94 x 100 MW = 94 MW

Conclusão: A potência de máquina instalada no local ("on site") é diminuída devido à menor pressão atmosférica do local.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

4.8 – Emissões

a) **Tipos de poluidores** – Os principais agentes poluidores são os óxidos de nitrogênio (NOx), monóxido de carbono (CO), e compostos voláteis orgânicos (VOCs). Poluidores como os óxidos de enxofre (SOx) e material particulado (PM) dependem do tipo de combustível empregado. Material particulado em geral é marginalmente importante em combustíveis líquidos. Cargas parciais também produzem maiores poluições do que condição máxima de operação.

b) **Tecnologias de controle de emissão de NOx** – A produção de NOx está associada a elevadas temperaturas e presença de oxigênio e nitrogênio na câmara de combustão após a queima. É o foco das atenções atualmente. Entre as técnicas destacam-se:

- *Injeção de vapor de água* – Nesse caso, vapor de água ou água líquida é borrifada na região de alta temperatura da chama dentro da câmara de combustão. É possível reduzir a produção dos óxidos de enxofre para valores tão baixos quanto 25 ppm. O processo também é acompanhado por um ligeiro aumento de potência líquida. No entanto, a água de injeção precisa sofrer um processo de desmineralização. Ainda como contrapartida, pode haver um aumento de emissões de CO, devido à diminuição localizada da temperatura da chama.
- *Redução catalítica seletiva SCR* – É um processo pós-combustão de controle da emissão de óxidos de nitrogênio. Basicamente consiste numa reação de vapor de amônia com NOx na presença de catalisadores para formar o gás nitrogênio e água. Existe a possibilidade de um impacto negativo devido ao lançamento na atmosfera de vapor de amônia que não reagiu.
- *Novas tecnologias de câmaras de combustão* – Melhorias na mistura ar-combustível permitem que se trabalhe com temperaturas mais baixas que previnem a formação térmica do NOx.

c) **Tecnologias de controle de emissão de CO e VOC** – Controle de NOx geralmente implica em diminuição de temperatura de combustão e do excesso de ar, o que acarreta a formação de CO e VOC. Tanto as emissões de CO, como as de VOCs são diminuídas pela combustão completa e eficiente, normalmente obtidas com um excesso adequado de ar e boa mistura ar-combustível. Uma alternativa empregada de diminuição desses poluentes se dá através do uso de catalizadores instalados no fluxo de gases de exaustão.

d) **Quantificação dos poluidores** – Há geralmente quatro métodos de se classificar a descarga de poluentes para a atmosfera:

- *Poluição por período*– Neste caso, a medida é dada em termos do total de poluentes lançado na atmosfera num dado período, por exemplo, em toneladas/ano.
- *Poluição por unidade de energia gerada* – Em algumas situações, a limitação é dada em termos de quantidade de poluição gerada por unidade de energia produzida, por exemplo, em gramas/HP-hora.
- *Poluição por unidade de volume de gases de exaustão* – Em outros métodos de estimativa de poluição, a medida é dada em PPMV (*parts per millionbasedon volume*) ou VPPM. Este limite é normalmente baseado na exaustão padrão de 15% de O2.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

- *Poluição por unidade de energia consumida* – Neste caso, a medição é feita em termos do consumo energético do equipamento, isto é, gramas/GJ.

Confira a leitura complementar on-line (Tabela 5 do apêndice).

4.9 – Melhorando o Desempenho das Turbinas

Como já foi visto, o uso de Regeneradores ou Recuperadores de Calor melhora a eficiência da turbina pelo aproveitamento da energia térmica dos gases de escape para pré-aquecer o ar antes da câmara de combustão.

Geralmente são equipamentos caros e seu uso é justificado quando a turbina trabalha a plena carga durante muitas horas por ano, ou quando o custo de combustível é relativamente elevado. Além disso, em ciclo combinado, ou em cogeração, seu uso pode ser dispensado, uma vez que o calor rejeitado da turbina será empregado com outra finalidade.

Também como já foi visto, os parâmetros de desempenho melhoram significativamente com a diminuição da temperatura de admissão do ar, no Resfriamento do Ar de Admissão. A potência pode ser melhorada de 15% a 20% pelo resfriamento do ar em apenas 20°C a 25°C. Existem diversas abordagens para se proceder ao resfriamento do ar:

a) **resfriamento evaporativo** – é amplamente utilizado devido ao baixo investimento. Consiste em borrifar água no fluxo de ar de admissão, o que faz com que sua temperatura baixe (Figura29). O problema é que em lugares muito úmidos, esse processo vai ter um baixo efeito de resfriamento do ar. É, portanto, ideal para lugares com baixa umidade. Evidentemente, deve haver água disponível para esse fim.

refrigeração – nesse caso, um ciclo comum de refrigeração ou um ciclo de absorção é empregado para resfriar o ar de admissão. Investimentos elevados são esperados nessa alternativa.

armazenamento de frio – o uso de gelo, água fria, ou outro fluido térmico podem ser empregados para resfriar o ar de admissão. O frio "armazenado"

Prof. Sinclei - www.pme.poli.usp.br/sisea

nessas substâncias seria produzido quando houvesse um preço considerável de energia de ponta durante algumas horas do dia.

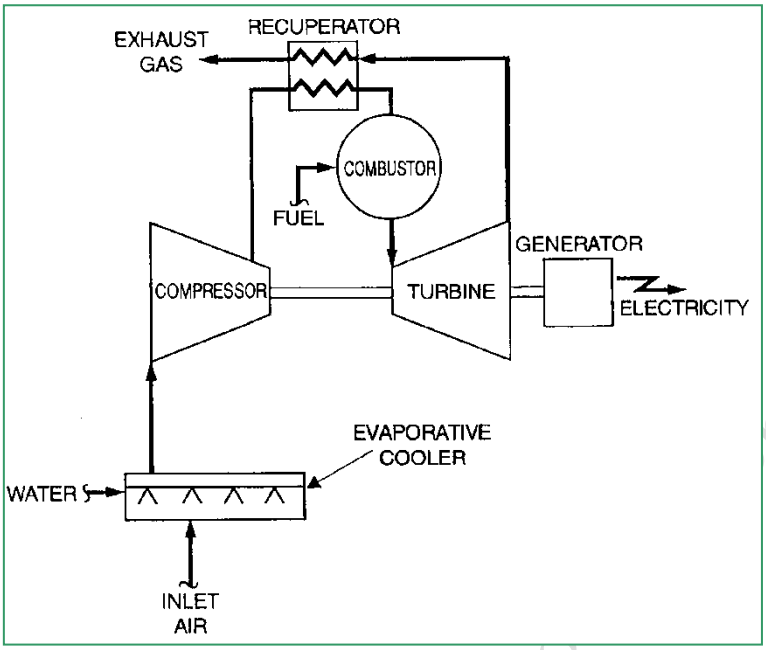


Fig. 29 - Exemplo de um ciclo com regenerador (*recuperator*) e resfriamento evaporativo do ar de admissão

b) **Resfriamento entre-estágios** (*intercoolers*)– é possível obter maior trabalho líquido da turbina se o ar comprimido em estágios sofrer um resfriamento intermediário (Figura 30).

Assim, o ar sofre uma compressão e é resfriado com o ar atmosférico (ou água) antes de continuar o processo de compressão no estágio posterior do compressor.

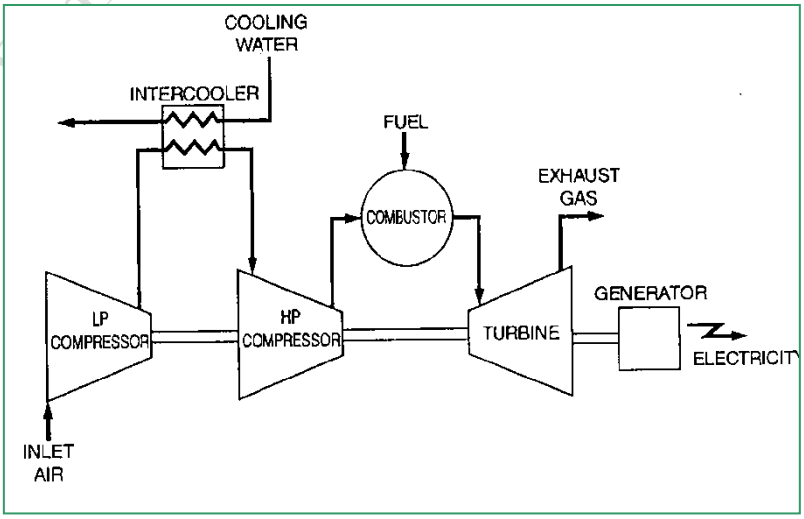


Fig. 30–Esquema de uma turbina a gás com resfriamento entre-estágios (*intercooler*)

c) **Ciclo com injeção de vapor**– também conhecido como ciclo de Cheng. Neste ciclo, grandes quantidades de vapor de água são injetadas na câmara de combustão para melhorar a potência líquida e a eficiência.

Na Figura 31 é mostrada uma caldeira de recuperação (HRSG) que aproveita a energia contida nos gases de escape para produzir vapor de água necessário para alimentar a turbina e também para outros fins. Esse processo não só permite um aumento desejado de potência e eficiência, como também uma diminuição das emissões de NOx.(Tabela 6 do apêndice).

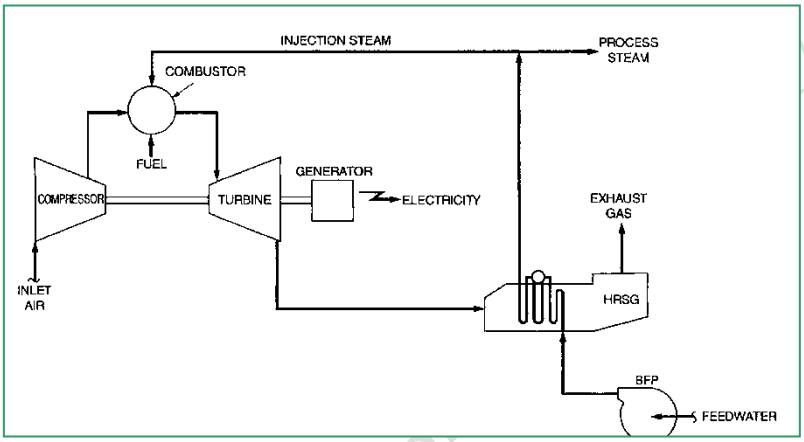


Fig. 31 - Exemplo de aplicação da caldeira de recuperação (HRSG) no ciclo

UNIDADE 5 – Ciclo combinado Brayton-Rankine

Os gases de exaustão de uma turbina apresentam uma temperatura relativamente elevada. De forma que é bastante atrativa a utilização dessa energia térmica contida nos gases para alguma outra finalidade útil.

Existe uma série de possibilidades para aproveitamento da energia térmica. Entre elas:

1) a produção de frio pela utilização de uma máquina de absorção de calor;
2) a produção de vapor para utilização posterior;
3) a produção de vapor para acionamento de uma turbina a vapor.

Prof. Simões - www.pr.../sisea

Os casos 1 e 2 acima citados são geralmente objetos dos sistemas de cogeração. O caso 3 é o que nos interessa e trata-se de um ciclo combinado em que os rejeitos térmicos de uma turbina a gás são empregados para gerar vapor em uma caldeira de recuperação para acionamento de uma turbina a vapor. A Figura32(adiante) mostra o esquema de um ciclo combinado.

5.1 – A Eficiência térmica do Ciclo

A eficiência térmica do ciclo combinado é:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{W}_{\text{TG}} + \dot{W}_{\text{TV}} - \dot{W}_{\text{bomba}}}{\dot{Q}_{\text{H}}} \qquad (37)$$

$\dot{W}_{\text{bomba}} \sim 0$

Por outro lado, substituindo a expressão da eficiência da turbina a vapor, vem:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{W}_{\text{TG}} + \eta_{\text{TV}}\dot{Q}_{\text{comb}}}{\dot{Q}_{\text{H}}} \qquad (38)$$

Assumindo que a energia térmica obtida a partir dos gasesde exaustão após a caldeira de recuperação seja muito pequena, então o fluxo de calor combinado é

$$\dot{Q}_{\text{comb}} = \dot{W}_{\text{TG}} + \dot{Q}_{\text{H}}. \qquad (39)$$

Assim, substituindo na expressão acima, vem:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{W}_{\text{TG}} + \eta_{\text{TV}}\left(\dot{Q}_{\text{H}} - \dot{W}_{\text{TG}}\right)}{\dot{Q}_{\text{H}}} = \eta_{\text{TG}} + \eta_{\text{TV}} - \frac{\eta_{\text{TV}}\dot{W}_{\text{TG}}}{\dot{Q}_{\text{H}}} \qquad (40)$$

Finalmente, usando a definição de rendimento do ciclo Brayton, isto é:

$$\dot{W}_{\text{TG}} = \eta_{\text{TG}}\dot{Q}_{\text{H}} \qquad (41)$$

$$\eta_{\text{térmico}} = \eta_{\text{TG}} + \eta_{\text{TV}} - \eta_{\text{TV}}\eta_{\text{TG}} \qquad (42)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

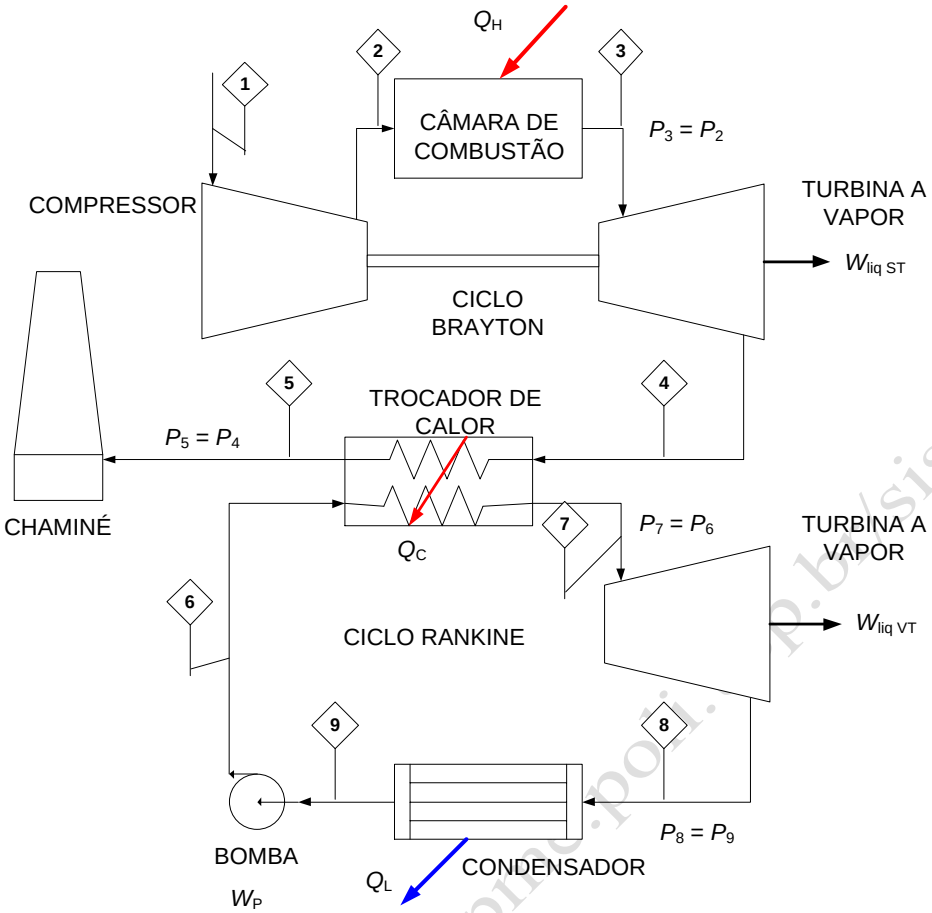


Fig. 32 – Ciclo combinado Brayton-Rankine

O rendimento do ciclo combinado atinge valores mais elevados comparados com os casos em que as máquinas operam sozinhas.

Exemplo: considere um ciclo Brayton de rendimento 40% e um ciclo Rankine de rendimento 25%. O rendimento do ciclo combinado nesse caso é de 55%.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

5.2 - Ciclo combinado - configurações

Há várias formas de se combinarem turbinas a gás e a vapor para produção de energia elétrica. A Figura33 ilustra o caso de um sistema de dois eixos e dois geradores elétricos separados, cada um solidário com uma das turbinas.

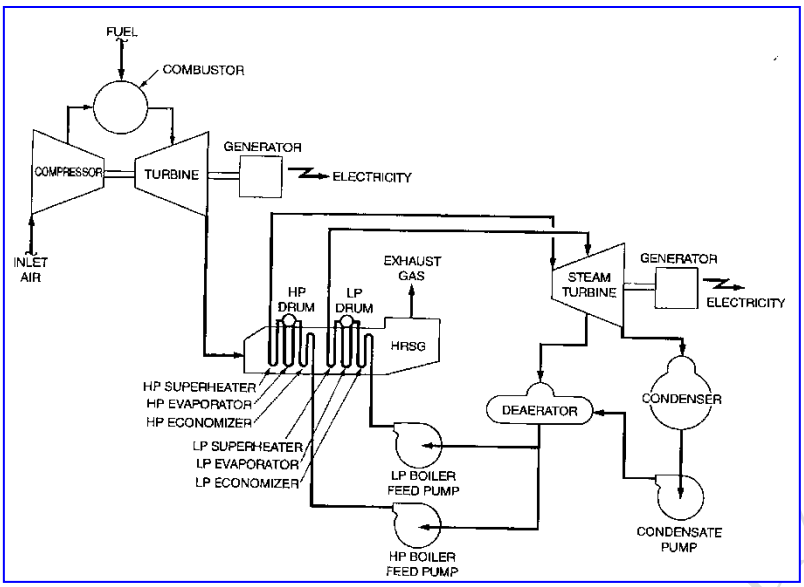


Fig. 33 – Esquema de ciclo combinado com caldeira de recuperação de vapor

No sistema ilustrado na Figura 33, os gases de exaustão são dirigidos para a caldeira de recuperação (*heatrecoverysteamgenerator* – HRSG). A caldeira pode gerar vapor em um ou mais níveis de pressão (na ilustração há dois níveis – alta pressão, HP e baixa pressão, LP). O vapor alimenta a turbina que produz eletricidade através do seu próprio gerador elétrico. Neste arranjo, as turbinas estão desacopladas, permitindo que a turbina a vapor seja desligada independentemente da turbina a gás.

Outra possível configuração se dá em eixo simples. Isto é, as duas turbinas trabalham em um só eixo. Esta configuração diminui o custo de investimento, já que apenas um gerador é necessário. Contudo, a operação das turbinas é sempre concomitante, exceto se a turbina a vapor estiver acoplada via um sistema de embreagem.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

5.3 - Ciclo combinado – Caldeira de Recuperação

Os gases de exaustão de uma ou mais turbinas a gás são aproveitados para produzir vapor na caldeira de recuperação.

A caldeira de recuperação é do tipo convectiva, isto é, a troca de calor dos gases quentes para a água é por convecção de calor. Já nas caldeiras comuns, a radiação térmica desempenha um papel bem significativo.

Vapor pode ser gerado em um ou mais níveis de pressão para alimentar a turbina a vapor, ou mesmo ser consumido em algum outro ponto de processo. Em situações em que a demanda de vapor é maior do que o que pode ser produzido pela recuperação da energia térmica dos gases, uma queima adicional de combustível pode ser realizada.

Deve–seter o cuidado de que a temperatura dos gases de exaustão não caia paraabaixo de cerca de 150 ^{o}C, quando poderá ter início o processo de condensação do vapor de água dos gases e, conseqüentemente, podendo dar início ao processo de corrosão da tubulação.

Um conceito importante no projeto e seleção das caldeiras de recuperação é a mínima diferença de temperatura alcançada entre os gases e a água, ou ponto de pinça (*pinch point*).

Os gases de exaustão da turbina a gás entram na caldeira de recuperação na temperatura (5) e a deixam em (6), como ilustrado na Figura 34.

A água entra no economizador na condição (d) e o deixa em (x) na condição de líquido saturado. Exatamente nessa condição ocorre o ponto de pinça. Valores típicos são ΔT = 15 ^{o}C a 30 ^{o}C.

Entre os pontos (x) e (y), a água sofre o processo de evaporação, sendo que em (y) ela se tornou em vapor saturado.

A partir do ponto (y) o vapor se torna superaquecido e vai deixar a caldeira em (a).

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

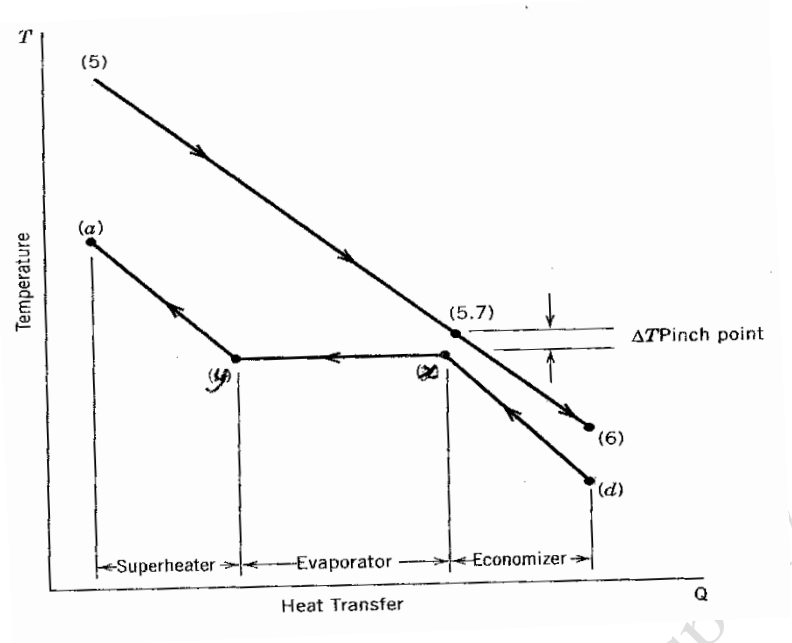


Fig. 34 – Ponto de pinça (*Pinch Point*) para uma caldeira derecuperação

MÓDULO 3– MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

APRESENTAÇÃO

Neste módulo estudaremos o princípio de funcionamento dos motores decombustão interna e suas formulações termodinâmicas, quais sejam, os ciclos Otto e Diesel. Também serão feitas análises com relação a aproximações feitas para formulações de ciclos ideais.

UNIDADE 1 – Motores de Combustão Interna – MCI a Pistão de Movimento Alternativo

Os MCIs podem receber uma classificação bastante geral, segundo suas grandes características de funcionamento, quais sejam:

- **Motor dois tempos:** um ciclo motor (produção de trabalho mecânico) se completa a cada volta do eixo do motor, compreendendo as etapas de admissão,compressão, combustão e exaustão. Esta característica permite que o próprio pistão atue também como válvula, abrindo e fechando as janelas (aberturas) localizadas na parede da câmara de combustão.Esta opção simplifica a máquina e é muito utilizada em motores de pequeno porte. Os

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

MCIs de dois tempos apresentam também maior potência por unidade de volume em relação aos MCIs de quatro tempos, descritos abaixo. Porém, seus índices de poluição são maiores.

- **Motor quatro tempos:** um ciclo motor (produção de trabalho mecânico) se completa a cada duas voltas do eixo. Neste caso, para um pistão, ocorre admissão e compressão numa volta do eixo e combustão na volta consecutiva. Esta alternância requer necessariamente o emprego de válvulas sincronizadas com o movimento do pistão, de tal forma que tenha metade da velocidade de rotação da mesma, permitindo que o ciclo de abertura de válvulas dure os quatro tempos.

  Por tal motivo, o motor de 4 tempos opera com rotação duas vezes maior que o motor de 2 tempos, como regra geral.

Estes motores podem trabalhar em vários ciclos térmicos, sendo os mais difundidos os ciclos Otto e Diesel.

1.1 - Motor de Ciclo Otto (ignição por centelha)

Este tipo de motor se caracteriza por operar de forma cíclica admitindo uma mistura de combustível e ar atmosférico para promover uma explosão na câmara de combustão, expansão dos produtos de combustão e gerando trabalho mecânico. Nesse motor, a combustão é iniciada pela produção de uma centelha sincronizada com o ciclo numa câmara onde se encontra a mistura ar-combustível já pressurizada.

Os combustíveis comumente utilizados são gasolina, etanol (álcool), mistura gasolina-etanol, gás natural e outros;

1.2 - Motor de Ciclo Diesel (ignição por compressão ou espontânea)

Este tipo de motor se caracteriza por operar também de forma cíclica admitindo primeiramente o ar atmosférico e posteriormente, ao final do processo de compressão desse ar, é injetado o combustível.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Com a injeção do combustível na massa quente e pressurizada de ar dá-se a combustão espontânea do mesmo, dando início ao processo seguinte de produção de trabalho mecânico no eixo do motor.

Os combustíveis comumente utilizados são: óleo Diesel, mistura Diesel-óleos vegetais (Biodiesel), e outros.

1.3 - Fenômenos Principais que Ocorrem em um MCI

O ar atmosférico é misturado com o combustível. A mistura sofre uma reação de combustão, originando os produtos de combustão. A composição química da mistura do ar e do combustível é, portanto, alterada durante a operação do motor.

A operação de um MCI não é a de um ciclo termodinâmico completo uma vez que ocorre uma modificação na composição do fluido, bem como admissão e exaustão do mesmo no motor.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 2 – Motores de Combustão Interna – MCI x Máquina Térmica

Pelas definições dos conceitos termodinâmicos, um motor de combustão interna não é uma máquina térmica principalmente pelos seguintes motivos:

- O fluido de trabalho não completa um ciclo termodinâmico como já informado;
- Não há troca de calor com os reservatórios térmicos de alta e baixa temperatura. O que existem são os processos de admissão de ar + combustível, sua combustão e a descarga dos produtos de combustão para a atmosfera.

2.1 - Análise pelo Ciclo Padrão a Ar

Devido à complexidade dos fenômenos que ocorrem em um MCI, foram concebidos os chamados ciclos-padrão a ar. Nesse caso, os vários processos termodinâmicos

que ocorrem na prática são modelos aproximados de comportamento termodinâmico mais simples. Para tal, é preciso fazer as seguintes considerações:

- O fluido de trabalho é sempre o ar atmosférico, o qual é considerado um gás ideal, ou seja, ignora-se a transformação química durante o processo de combustão do ar com o combustível.
- A combustão é substituída por um processo de transferência de calor, ou seja, um reservatório de alta temperatura transfere calor Q_H para o ar.
- O ciclo é completado pela transferência de calor ao meio ambiente, isto é, o processo de exaustão dos produtos de combustão são substituídos pela transferência de calor Q_L para o reservatório de baixa temperatura.
- Todos os processos são internamente reversíveis.
- O ar apresenta calores específicos constantes.

www.pme.poli.usp.br/sisea

2.2 - Ciclo Otto xMotor de Combustão Interna

O ciclo Otto é concebido como sendo um ciclo de potência ideal que se aproxima do motor de combustão interna de 4 tempos conforme se pode observar na Figura 1. É ideal para representar os motores de ignição por centelha (vela) movidos a gasolina, etanol ou gás natural.

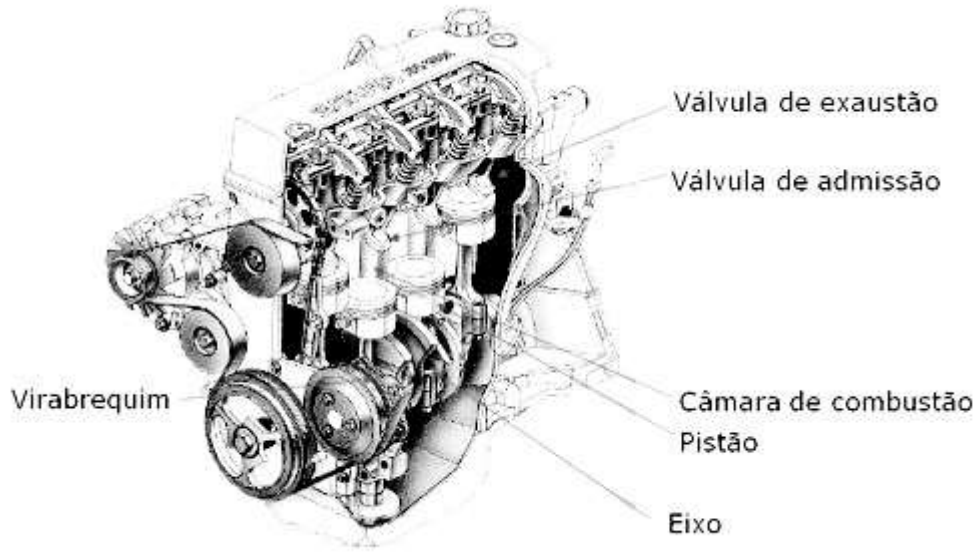


Fig. 1 – Motor de combustão interna de quatro cilindros
e quatro tempos (adaptado)

2.3 - Ciclo Mecânico do motor de 4 tempos, ignição por centelha e processos termodinâmicos

O trabalho mecânico é produzido em um tempo motor apenas.Nos outros três tempos ele deve executar as funções necessárias à realização do ciclo.

O movimento alternativo do pistão é transformado em movimento de rotação através de um mecanismo do tipo biela-manivela.

O caráter pulsante do torque no eixo torna necessário que se empregue um volante de inércia para suavizar estes pulsos.

2.3.1 - Parâmetros Geométricos do Cilindro

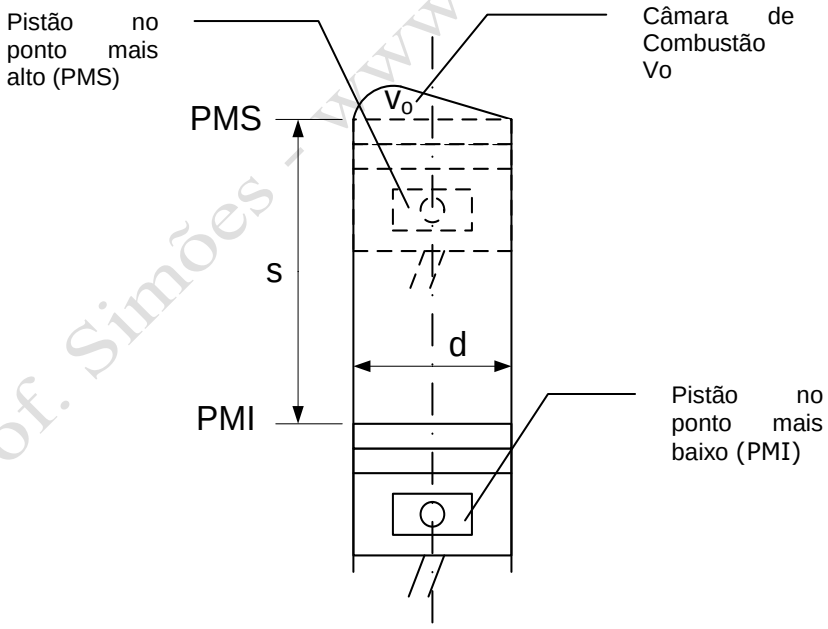


Fig. 2 – Parâmetros geométricos do cilindro

Como pode-se observar na Figura 2, o pistão se movimenta de forma alternativa entre o PMS e o PMI. O PMS, ponto morto superior, é a máxima posição que a

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

cabeça do pistão alcança. O PMI, ponto morto inferior, é o ponto mais baixo que a cabeça do pistão alcança.

Quando o pistão está no PMS, $\mathbf{V_0}$ indica o volume da câmara de combustão. Quando o pistão está no PMI tem-se o volume total da câmara, $\mathbf{V_T}$.

O volume deslocado por um pistão, $\mathbf{V_D}$, é chamado de "cilindrada unitária",

$$\mathbf{V_D} = V_T - V_0 \quad (1)$$

No seu percurso entre o PMS e o PMI o curso do pistão é **S**.Finalmente, **d** é o diâmetro do cilindro.

2.3.2 - Definições de desempenho e testes

- Cilindrada, (V_D)

  É definida como sendo o volume deslocado pelo pistão quando percorre o curso por uma única vez, esquema do pistão.

$$V_D = m\frac{\pi d^2}{4}s \quad (2)$$

  onde, m = número de cilindros/pistões
  d = diâmetro do cilindro
  s = curso

- Taxa ou Razão de Compressão, (r_V)

  Corresponde à razão entre o volume total do cilindro e o volume da câmara de combustão, conforme esquema.

$$r_V = V_T / V_o \quad (3)$$

  onde, V_0 = volume da câmara de combustão
  V_T = volume total dado por,

$$V_t = V_o + V_p \qquad V_p = V_D / m \quad (4)$$

  onde, Vp é o volume deslocado por um único pistão.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

2.4 - As quatro fases do Motor de Combustão Interna

De acordo com a Figura 3, constata-se que as quatro fases de um motor de combustão interna correspondem a:

- **Admissão** – o pistão, deslocando-se no sentido descendente aspira a mistura ar-combustível, através da válvula de admissão;
- **Compressão** – atingindo o PMI, fecha-se a válvula de admissão e inicia-se a compressão da mistura ar-combustível;
- **Combustão e expansão** – pouco antes do pistão atingir o PMS, ocorre o início da combustão, provocada pela centelha da vela. A combustão ocorre praticamente a volume constante;
- **Exaustão** – atingindo novamente o PMI, dá-se a abertura da válvula de exaustão, permitindo o início da descarga dos produtos da combustão. Em seguida, em movimento ascendente, o pistão expulsa os produtos da combustão.

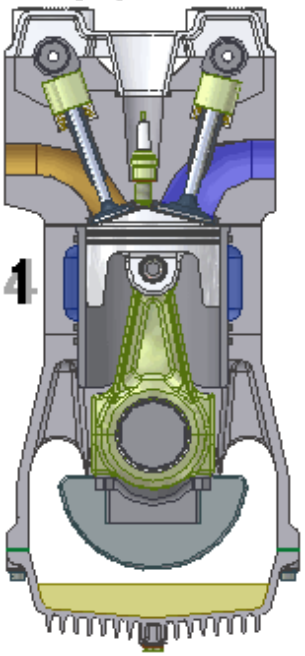


Fig. 3 – Esquema das quatro fases de um motor de combustão interna com ignição por centelha (adaptado)

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

2.5 - Relação ou Razão Combustível-Ar, (F)

a) Corresponde à razão entre a massa de combustível e a massa de ar.

$$F = \dot{m}_c / \dot{m}_a \tag{5}$$

b) Fração Combustível Relativa, (F_r)

É a relação entre a mistura empregada e a estequiométrica.

$$F_r = F / F_c \tag{6}$$

c) Potência Indicada, (N_i)

É a potência desenvolvida nos pistões, obtida a partir do diagrama p-v.

$$N_i = \sum_{j=1}^{m} N_{i_j} \tag{7}$$

d) Potência de eixo, (N_e)

É a potência disponível no eixo do motor, determinada através da utilização de dinamômetro.

$$N_e = \sum_{j=}^{m} N_{e_j} \tag{8}$$

e) Potência de Atrito, (N_a)

É a potência necessária para vencer a resistência por atrito nas peças em movimento.

$$N_a = N_i - N_e \tag{9}$$

f) Fluxo de Calor Gerado devido à Combustão, (Q_c)

É definido como sendo o calor por unidade de tempo referente ao poder calorífico inferior (*pci*).

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c pci \tag{10}$$

g) Consumo específico, (C_e)

É a relação entre a massa de combustível consumida por hora e a potência indicada.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$C_e = \dot{m}_c / N_i \tag{11}$$

h) Rendimento Volumétrico, (η_V)

Corresponde à razão entre a massa de ar que realmente entra no cilindro no tempo de admissão e aquela que entraria em condições de pressão e temperatura atmosféricas.

$$\eta_V = m_a / m \tag{12}$$

i) Rendimento Térmico do motor,(η_T)

É definido como sendo a relação entre a potência indicada e o fluxo de calor gerado pela combustão.

$$\eta_T = N_i / \dot{Q}_c \tag{13}$$

j) Pressão Média Efetiva, (PME)

É definida como a pressão teórica constante que, atuando sobre o pistão, produziria o mesmo trabalho que aquele produzido no ciclo.

Definida como pressão média indicada ou efetiva.

$$N_e = PME \cdot V_D \cdot \frac{n}{x} \tag{14}$$

onde x=2 para motores de 4 tempos.

A pressão média indica como o motor emprega o deslocamento do pistão, relacionando as suas dimensões, para produzir trabalho. Neste sentido constitui-se num parâmetro de comparação entre motores; a potência que depende do torque e da velocidade do motor (rotação).

$$N_e = T \cdot n \tag{15}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Exemplo:

3.2.1. Determinar as dimensões aproximadas de um motor a gasolina, de quatro cilindros e quatro tempos, capaz de operar a 75 kW (potência de eixo) a 2.000 rpm. A razão entre o diâmetro e o curso, D/S é 1. Espera-se, em virtude de experiências prévias, que a pressão média efetiva (PME) medida no dinamômetro, seja aproximadamente de 830,8 kPa. O rendimento mecânico é aproximadamente η_m = 80%. O consumo específico de combustível é m_{cb} = 0,33 kg/kW.h.

O combustível tem poder calorífico inferior PCI = 44.360 kJ/kg. A taxa de compressão é r_V = 6,5 e a razão entre calores específicos k médio é de 1,32 (considerando ar e vapor de combustível).

Resolução:

a) O número de ciclos efetuados por minuto (N) no motor de quatro tempos é de:

2 ciclos = 1rotação

N = 2 ciclos x 2000 rotações/min = 4000 ciclos/min

O deslocamento volumétrico (para cada pistão) é dado por:

$V_D = (\pi D^2 SN) / 4 = (\pi D^3 4000)/4 = 1000\ \pi D^3\ m^3/min$

A pressão efetiva média, em Pa é:

$PME = W / V_D \Rightarrow 830800 = 75000 \times 60 / 1000\ \pi D^3 \Rightarrow D = S = 0{,}12$ m

O motor terá 4 cilindros com 12 cm de diâmetro e 12 cm de curso cada.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

A Figura 4 mostra os diagramas P-V e T-S para o ciclo Otto.

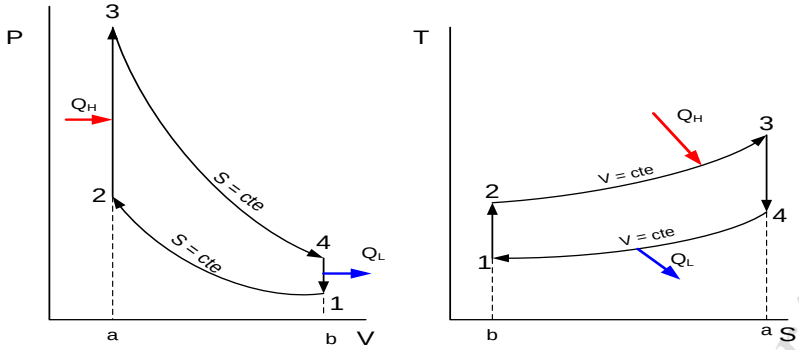


Fig. 4 – Diagramas P-V e T-S para o ciclo Otto

a) Trabalho específico de compressão

$$\frac{W_{1-2}}{m} = u_1 - u_2 \tag{16}$$

b) Trabalho específico de expansão

$$\frac{W_{3-4}}{m} = u_3 - u_4 \tag{17}$$

c) Calor, por unidade de massa, adicionado (combustão)

$$\frac{Q_{2-3}}{m} = \frac{Q_H}{m} = u_3 - u_4 \tag{18}$$

d) Calor, por unidade de massa, rejeitado (escape)

$$\frac{Q_{4-1}}{m} = \frac{Q_L}{m} = u_3 - u_4 \tag{19}$$

- Processo 1-2, compressão reversível e adiabática (isoentrópica); modela e substitui a compressão da mistura ar + combustível;
- Processo 2-3, adição de calor Q_H a volume constante; substitui e modela a combustão da mistura ar + combustível;

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

- Processo 3-4, expansão reversível e adiabática (isoentrópica), substitui e modela o processo de expansão dos produtos de combustão com realização de trabalho;
- Processo 4-1, rejeição de calor Q_L a volume constante, substitui e modela a exaustão dos produtos de combustão para a atmosfera e nova admissão da mistura ar + combustível.

$$\frac{Q_{4-1}}{m} = \frac{Q_L}{m} = u_3 - u_4 \tag{20}$$

3.1 - Rendimento Térmico do Ciclo Otto

O rendimento térmico do ciclo Otto, h_T , é definido como sendo a razão entre o trabalho líquido ($W_L = W_{3-4} - W_{1-2}$) e o calor fornecido (Q_H):

$$n_T = \frac{W_L}{Q_H} \tag{21}$$

Pode-se mostrar que $W_L = Q_H - Q_L$, *então:*

$$n_T = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \tag{22}$$

Pelos processos 1-2 e 3-4 serem isoentrópicos, pode-se mostrar que:

$$T_2 / T_1 = (V_1 / V_2)^{k-1} = (V_4 / V_3)^{k-1} = T_3 / T_4 \tag{23}$$

e, portanto, tem-se que:

$$T_3 / T_2 = T_4 / T_1 \tag{24}$$

De forma que, a expressão final do Rendimento térmico do ciclo Otto é:

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - r_v^{1-k} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \tag{25}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Sendo:k = razão entre calores específicos, isto é,$k = Cp/Cv$ para o ar atmosférico, tem-se k = 1,4.

Observando a expressão da página anterior, pode concluir que o rendimento do ciclo padrão de Otto é função apenas de:

- Razão de compressão, r_v. Isto é notável, uma vez que o rendimento térmico do ciclo depende de um parâmetro geométrico de construção do cilindro que pode se alterado de acordo com o interesse do projetista.
- Coeficiente isoentrópico do ar, k;

Ainda, a análise da expressão do rendimento térmico mostra que seu valor aumenta continuamente com a taxa ou razão de compressão.

A pergunta natural seguinte é:*Porque não se trabalhar com a maior taxa de compressão possível, já que o rendimento térmico aumenta com a mesma?*

Para o ciclo real, o limite de operação da taxa de compressão está associado com a tecnologia e natureza do combustível.É a chamada tendência de detonação do combustível (efeito de bater pino). Por isso, as taxas de compressão dos motores de ciclo Otto estão limitadas a certos valores que dependem das características físico-químicas dos combustíveis (octanagem):

Exemplo de alguns valores de taxa de compressão para alguns combustíveis (Fonte: site da revista Quatro Rodas):

Motores a gasolina – r_v~ 9:1 a 10:1

Motores a etanol – r_v~ 12:1 a 14:1

Motores a gás natural – r_v~ 15:1 a 17:1

Exemplo:

3.3.1. Calcular o rendimento esperado e o rendimento indicado do motor para o exemplo anterior.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Resolução:

O rendimento térmico real do motor será:

η_{TREAL} = consumo de combustível / calor fornecido = (75000 x 3600) / (75000 x 0,33 x 10600 x 4,18) = 24,6%

O rendimento térmico do ciclo Otto padrão a ar será:

$\eta_T = 1 - 1/(r_V^{k-1}) = 1 - 1/(6,5)^{0,32} = 45\%$

O rendimento térmico indicado do motor será:

$\eta_{Ti} = \eta_T / \eta m = 0,246 / 0,8 = 30,7\%$

O rendimento mecânico indicado do motor será:

$\eta_{mi} = \eta_{Ti} / \eta_T = 30,7 / 0,45 = 68,3\%$

3.2 -Eficiência Térmica x Razão de Compressão para um Ciclo Otto

Uma última e pertinente análise diz respeito ao aumento relativo da taxa de compressão a partir da sua expressão, cujo gráfico é mostrado abaixo.

- Se r_V aumentar de 2 para 4, a eficiência resultante aumenta relativamente de 76%;
- Se r_V aumentar de 4 para 8, a eficiência resultante aumenta relativamente de 32,6%;
- Se r_V aumentar de 8 para 16, a eficiência resultante aumenta relativamente de 18,6%.

Assim, como pode-se observar na Figura 5, o aumento da eficiência térmica com o aumento da taxa de compressão é mais significativo para motores que originalmente possuam menores taxas de compressão.

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r_V^{k-1}} \tag{26}$$

Prof. Simões - www.pare.poli.usp.br/sisea

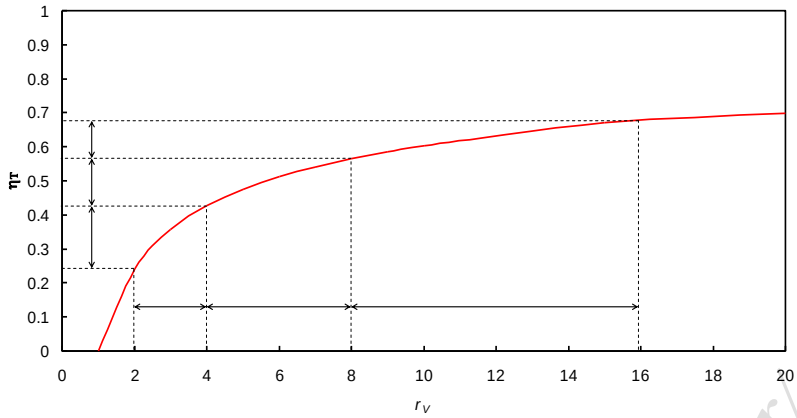


Fig. 5 – Relação entre eficiência térmica e taxa de compressão para um ciclo Otto

3.3 - Aspectos principais em que o ciclo a ar Otto se afasta do motor real

a) Os calores específicos dos gases reais não são constantes, eles aumentam com a temperatura;

b) O processo de combustão, que pode ser incompleta, substitui a troca de calor à alta temperatura Q_H;

c) No motor real, a mistura ar + combustível é transformada em produtos de combustão (CO_2 e vapor de água – o gás nitrogênio não reage em tese). Portanto, ocorre uma mudança do fluido de trabalho;

d) O caso real envolve fluxos mássicos de admissão e exaustão na câmara de combustão – no ciclo a ar Otto há sempre a mesma quantia de ar no cilindro;

e) Ocorrem perdas de carga nas válvulas de admissão e exaustão;

f) A troca de calor entre os gases e as paredes do cilindro são consideráveis;

g) Ocorrem irreversibilidades associadas aos gradientes de pressão e temperatura presentes no cilindro e aos processos de compressão e expansão dos gases.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 4 - O Ciclo Diesel

A Figura 6 ilustra de forma didática um motor de combustão interna do tipo Diesel.

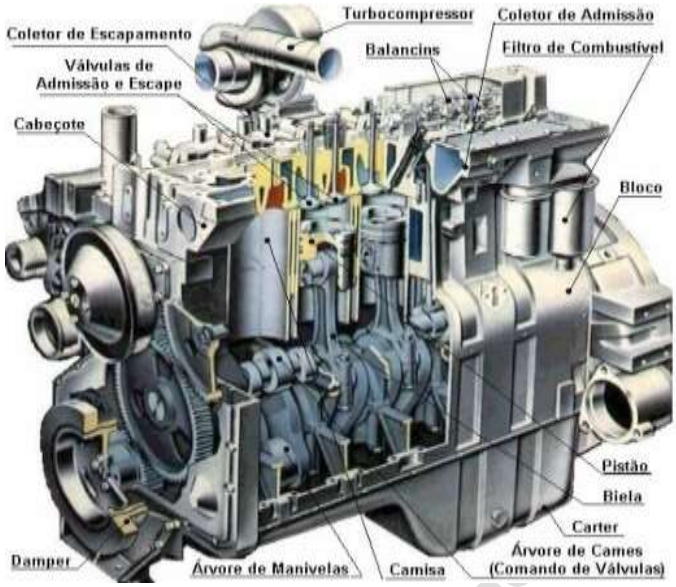


Fig. 6 – Esquema representativo de um motor Diesel

Fonte: pitstopbrasil.wordpress.com/200807/21

4.1 - Funcionamento do Ciclo Diesel

1º tempo: admissão apenas de ar;

2º tempo: o ar é comprimido sem presença de combustível;

Taxa de compressão mais elevada – entre 16:1 e 20:1;

3º tempo: o ar está comprimido e a alta temperatura (de 600 a 750 K);

Uma bomba injetora injeta combustível (usualmente óleo diesel) para dentro do cilindro, ocorrendo a combustão espontânea e o início da*expansão* dos produtos de combustão;

4º tempo: os produtos de combustão são expulsos do cilindro.

Prof. Simões www.pme.p...br/sisea

4.2 – Análise do Ciclo Diesel

A Figura 7 mostra os diagramas P-V e T-S para o ciclo Diesel.

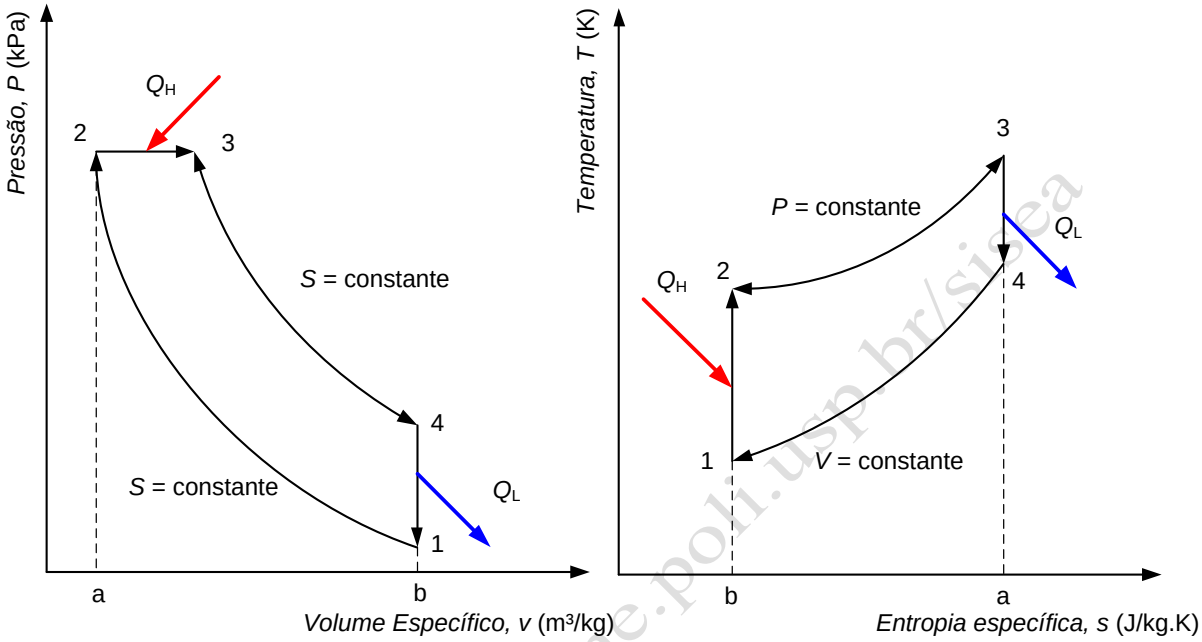


Fig. 7 – Diagrama P-V e T-S para o ciclo Diesel

a) Trabalho específico de compressão

$$\frac{W_{1-2}}{m} = u_1 - u_2 \tag{27}$$

b) Trabalho específico de expansão

$$\frac{W_{3-4}}{m} = u_3 - u_4$$

$$\frac{W_{2-3}}{m} = P_2\left(v_3 - v_2\right) \tag{28}$$

c) Calor, por unidade de massa, adicionado (combustão)

$$\frac{Q_{2-3}}{m} = \frac{Q_H}{m} = h_3 - h_2 \tag{29}$$

d) Calor, por unidade de massa, Rejeitado (escape)

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$\frac{Q_{4-1}}{m} = \frac{Q_L}{m} = u_3 - u_4 \tag{30}$$

- Processo 1-2, compressão isentrópica, o ar é comprimido de forma adiabática e reversível;
- Processo 2-3, adição de calor apressão constante, o combustível é injetado em alta pressão (P2 = P3) e, devido à combustão espontânea, dá-se início à liberação de calor;
- Processo 3-4, expansão isoentrópica dos produtos de combustão gerando trabalho mecânico;
- Processo 4-1, rejeição de calor a volume constante, substitui a descarga dos produtos de combustão para a atmosfera e nova admissão da mistura ar.

4.3 - Rendimento Térmico do ciclo Diesel

O rendimento térmico do ciclo Diesel, h_T , é definido como sendo a razão entre o trabalho líquido ($W_L = W_{3-4} - W_{1-2}$) e o calor fornecido (Q_H):

$$n_T = \frac{W_L}{Q_H} \tag{31}$$

Pode-se mostrar que $W_L = Q_H - Q_L$, *então:*

$$n_T = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} \tag{32}$$

Pelo processo isoentrópico 1-2 e pelo processo isobárico 2-3, pode-se mostrar que:

$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = T_1 r_V^{k-1} r_C \Rightarrow \quad r_C = \frac{V_3}{V_2} \tag{33}$$

(34)

onde: r_C é a razão de corte de combustível ou razão de carga;

r_V é a taxa ou razão de compressão.

$$T_4 = T_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = T_3\left(\frac{r_C V_2}{V_1}\right)^{k-1} = T_1 r_V^{k-1} r_C \left(\frac{r_C V_2}{V_1}\right)^{k-1} = T_1 r_C^k$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

De forma que:

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1 r_C - T_1}{k\left(T_1 r_V^{k-1} r_C - T_1 r_V^{k-1}\right)} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}\left[\frac{r_C^k - 1}{k\left(r_C - 1\right)}\right] \qquad (35)$$

Sendo: k = razão entre calores específicos para o ar atmosférico;

$K = Cp/Cv = 1{,}4$

Exemplo:

3.4.1. Um ciclo-padrão de ar Diesel apresenta taxa de compressão r_V=20 e o calor transferido ao fluido de trabalho, por ciclo, é de 1.800 kJ/kg. Sabendo que no início do processo de compressão, a pressão é P_1 = 0,1 MPa e a temperatura T_1 = 15 °C, determine:

a) A pressão e a temperatura em cada ponto do ciclo;

b) O rendimento térmico do ciclo;

c) A pressão média efetiva.

Resolução:

A segunda lei da termodinâmica para o processo de compressão 1-2 diz que: s2 = s1. Assim, temos:

$T_2 / T_1 = (V_1 / V_2)^{k-1}$ e $P_2 / P_1 = (V_1 / V_2)^k$

A primeira lei da termodinâmica para o processo de transferência de calor 2-3 é:

$q_H = q_{2\text{-}3} = C_P (T_3 - T_2)$

E a segunda lei para o processo de expansão 3-4 é:

$s_4 = s_3$

Assim,

$T_3/T_4 = (V_4/V_3)^{k-1}$

E

$\eta_T = W_{liq} / q_H$

$PMF = W_{liq} / (v_1\text{-}v_2)$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Então.

V_1 = (0,287 x 288,2)/100 = 0,827 m^3/kg

$V_2 = V_1/20 = 0,827/20 = 0,04735$ m^3/kg

$T_2/T_1 = (V_1/V_2)^{k-1} = 20^{0,4} = 3,3145 \Rightarrow T_2 = 955,2$ K

$P_2/P_1 = (V_1/V_2)^{k} = 20^{1,4} = 66,29 \Rightarrow P_2 = 6,629$ MPa

$q_H = q_{2-3} = C_P (T_3 - T_2) = 1800$ kJ/kg

$T_3 - T_2 = 1800/1,004 = 1793 \Rightarrow T_3 = 2748$ K

$V_3 / V_2 = T_3 / T_2 = 2748/955,\ 2 = 2,\ 8769 \Rightarrow V_3 = 0,\ 11896$ m^3/kg

$T_3 / T_4 = (V_4 / V_3)^{k-1} = (0,827/0,11896)^{0,4} = 2,1719 \Rightarrow T_4 = 1265$ K

$q_L = q_{4-1} = C_V(T_1 - T_4) = 0,717\ (288,2-1265) = -700,4$ kJ/kg

$W_{liq} = 1800 - 700,4 = 1099,6$ kJ/kg

$\eta_T = W_{liq} / q_H = 1099,6/1800 = 61,1\%$

$PME = W_{liq} / (V_1 - V_2) = 1099,6 / (0,827-0,04135) = 1400$ kPa

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 5 -O Ciclo Otto x Ciclo Diesel

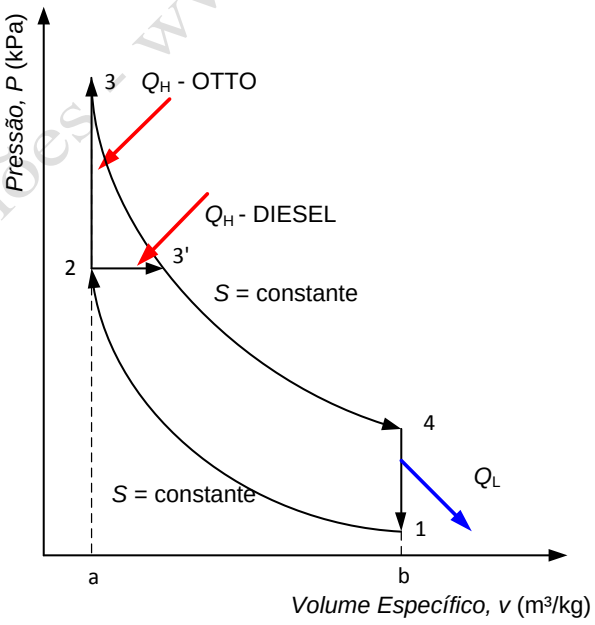


Fig. 8 – Comparação entre os diagramas P-V de um ciclo Otto e um ciclo Diesel

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \qquad \eta_{Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \times f(r_C), \quad \text{sendo } f(r_C) > 1 \tag{36}$$

Analisando-se a equação da eficiência térmica do ciclo Diesel, observa-se que a expressão difere da do ciclo Otto pelo termo entre colchetes, ou função $f(r_c)$, que é sempre maior que 1, pois r_C é maior que 1. Segue daí que, para uma determinada taxa decompressão r_V, o ciclo Otto é mais eficiente que o ciclo Diesel, conforme indicado na Figura 8.

Entretanto, na prática, sabe-se que o ciclo Diesel é mais resistente ao fenômeno da detonação e os motores baseados nesse ciclo trabalham com taxas de compressão mais elevadas. Com isso, na prática, a eficiência térmica do ciclo Diesel pode acabar sendo maior do que a do Otto. A taxa de compressão (r_V) para motores Diesel pode variar entre 18:1 e 20:1.

A relação entre as razões de compressão (r_V), de corte de combustível (r_C) e expansão (r_e) é dada por:

$$r_V = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)\left(\frac{V_1}{V_3}\right) = r_C r_e \therefore r_e = \frac{r_V}{r_C} \quad (37)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

MÓDULO 4 – CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

APRESENTAÇÃO

Neste módulo estudaremos o princípio de funcionamento dos ciclos de compressão a vapor e suas partes principais.

UNIDADE 1 – Ciclo de compressão mecânica a vapor

Em teoria, se o sentido de operação do ciclo de Carnot se der de forma inversa, isto é, rejeitando calor para uma fonte de alta temperatura, o ciclo vai receber calor de uma fonte de baixa temperatura, obtendo o efeito desejado de absorver calor em baixa temperatura – efeito de refrigeração.

O ciclo de Carnot de refrigeração é ilustrado no diagrama temperatura-entropia da Figura 1 (a).

Note que, nesse caso, a mistura de vapor e líquido (1) sofre um processo de compressão isoentrópica até que o estado de vapor saturado (2) seja atingido. Em seguida, o vapor sofre um processo de condensação completa até que o estado de líquido saturado (3) seja alcançado. No caso do ciclo de Carnot de refrigeração (Figura 1 (a)), a expansão do estado (3) de alta pressão para o estado (2) de baixa pressão se dá por meio de uma turbina isoentrópica. Porém, essa máquina seria de difícil construção e operação.

De forma que esse processo é normalmente substituído por um processo de estrangulamento adiabático, normalmente obtido por meio de uma válvula ou orifício. Do ponto de vista termodinâmico, esse processo de estrangulamento adiabático indica que a entalpia se mantém constante, isto é, h3 = h4, fato esse ilustrado no diagrama temperatura-entropia da Figura 1 (b). Nesse caso, a expansãoisoentálpicaé que faz com que o ciclo seja diferente do ciclo de Carnot de refrigeração (Figura 1 (a)).

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

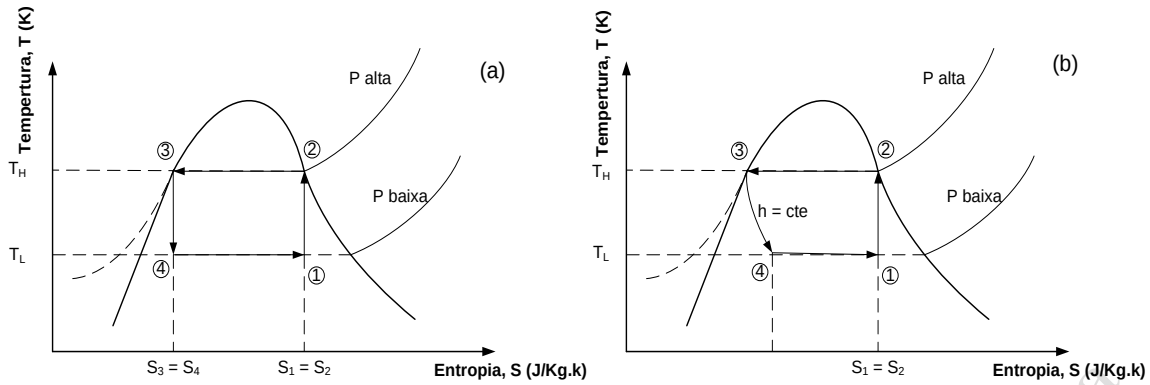


Fig. 1 – Diagramas temperatura-entropia. (a) ciclo de Carnot de refrigeração; (b) ciclo de refrigeração com expansão isoentálpica

1.1 – Ciclo padrão de compressão mecânica a vapor

Para se estabelecer o ciclo ideal ou padrão de compressão mecânica a vapor, outro detalhe operacional precisa ser resolvido. Tendo o diagrama da Figura 1 (b) em foco, nota-se que o processo de compressão 1-2, tem o seu inicio com uma mistura de líquido e vapor, o que, do ponto de vista tecnológico, constitui uma barreira, uma vez que se deve evitar a entrada de líquidos nos compressores, como regra geral. Assim, o ciclo ideal ou padrão de compressão mecânica a vapor é baseado no ciclo em que o estado termodinâmico (1) se torna vapor saturado seco, como ilustrado na Figura 2 (a).

Nesse caso, também ter-se-á que o estado 2 será vapor superaquecido, já que a compressão isoentrópica 1-2 levará o vapor a esse estado. Além disso, a condensação 2–3 será agora a pressão constante. Como nota, é importante frisar que em análises de ciclos de refrigeração é preferível utilizar o diagrama pressão-entalpia, como o da Figura 2 (a). Assim, o ciclo ideal ou padrão de compressão mecânica a vapor consiste dos seguintes quatro processos principais, descritos abaixo e indicados no diagrama da Figura 2 (a):

- 1-2 – compressão isoentrópica (adiabática reversível – $S_1 = S_2$), sendo que o estado 1 é vapor saturado seco e o estado 2, vapor superaquecido (processo de compressão realizado pelo compressor);
- 2-3 – resfriamento e condensação a pressão constante (realizado pelo condensador), até que o estado 3 seja líquido saturado a alta pressão ($P_2 = P_3$) – rejeição de calor;

Prof. Simões - www.unifei.edu.br/sisea

- 3-4 – expansão isoentálpica ($h_3 = h_4$) por meio de uma válvula de expansão ou outro dispositivo de estrangulamento;
- 4-1 – evaporação apressão constante ($P_4 = P_1$); retirada de calor do meio. Nesse caso, a temperatura também é constante e é chamada de temperatura de evaporação.

A Figura 2 (b) mostra os componentes básicos do ciclo padrão, esquematizado na mesma figura.

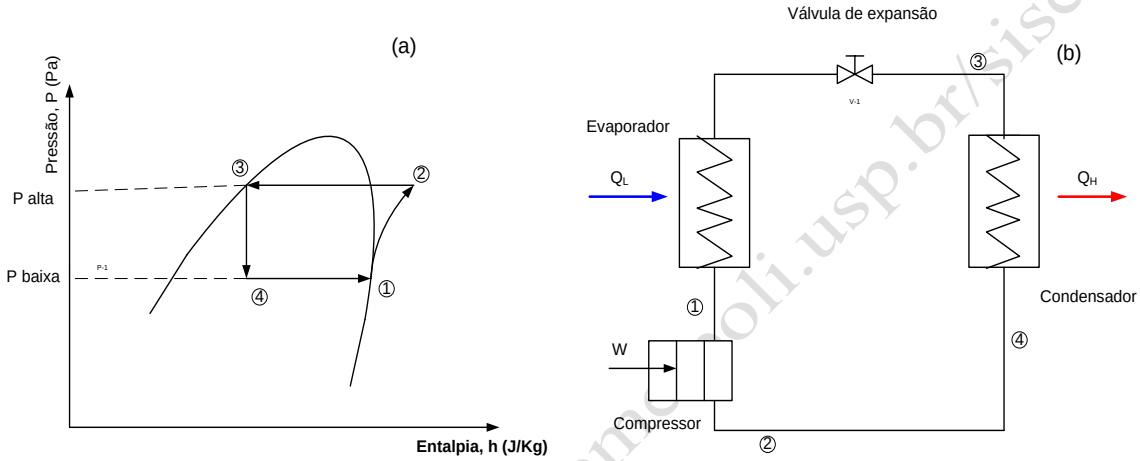


Fig. 2 – Ciclo padrão de compressão mecânica a vapor (a) diagrama pressão-entalpia; (b) componentes básicos

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

1.1.1 – Definições

Trabalho específico, w – trabalho líquido (isto é, potência de compressão por unidade fluxo de massa de refrigerante) necessário para acionar o ciclo de refrigeração. Do diagrama P-h da Figura (2a), tem-se:

$$w = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (1)$$

Potência de compressão, $\dot{W}$ – potência totalnecessária para acionar o compressor do ciclo de refrigeração. Sendo $\dot{m}$ a vazão mássica de refrigerante [kg/s], tem-se:

$$\dot{W} = \dot{m} \times w = \dot{m}(h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad (2)$$

Carga de refrigeração ou capacidade frigorífica– fluxo de calor total que é retirado do ambiente refrigerado. Também é chamado de efeito de refrigeração. Pode ser específica *q* (por unidade de massa) ou total, $\dot{Q}$**.** Do diagrama *P-h* daFigura 2 (a), vem:

$$q = h_1 - h_4 \text{ [kJ/kg],e} \tag{3}$$

$$\dot{Q} = m(h_1 - h_4) \text{ [kW]} \tag{4}$$

Coeficiente de desempenho – COP (do inglês *coeficientof performance*) é um parâmetro que indica uma espécie de rendimento de um ciclo frigorífico qualquer. O *COP* é definido como a razão do efeito desejado (carga ou capacidade de refrigeração) pela quantia gasta para se obter aquele efeito (potência de acionamento do compressor do ciclo). Do diagrama *P-h*da Figura 2 (a), vem:

$$COP = \frac{q}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{5}$$

Geralmente o *COP* é maior que a unidade, o que significa que se obtém um efeito ou carga de refrigeração superior ao "preço energético" que se paga por ele, que é o trabalho de compressão.

O *COP* ainda deve ser analisado com critério. Alguns projetistas, e mesmo fabricantes, costumam incluir junto com a potência de compressão, a potência de acionamento de outros equipamentos e também de outros sistemas auxiliares.

Exemplo:

4.1.1 O Refrigerante R134a é utilizado em um ciclo de compressão a vapor, tendo a temperatura de evaporação 0°C e de condensação 26°C. A vazão mássica do refrigerante é de 0,08 kg/s.

Determine: (a) a potência do compressor em kW; (b) a carga de refrigeração, ou capacidade frigorífica em kW e em TR (toneladas de refrigeração); (c) o COP.

Dados: h_1=247,23 kJ/kg; h_2=264,7 kJ/kg; h_3= h_4 =85,75 kJ/kg (dados extraídos de uma tabela de propriedades termodinâmicas do refrigerante R-134a)

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Solução:

$$w = h_2 - h_1 = 264{,}7 - 247{,}23 = 17{,}47 \text{ kJ/kg} \Rightarrow$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times w = 0{,}08 \times 17{,}47 = 1{,}4 \text{ kW} = 1{,}87 \text{ HP}$$

$$q = h_1 - h_4 = 247{,}23 - 85{,}75 = 161{,}48 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \times q = 0{,}08 \times 161{,}48 = 12{,}93 \text{ kW} = 3{,}67 \text{ TR} *$$

$$COP = \frac{q}{w} = \frac{161{,}48}{17{,}47} = 9{,}24 **$$

Observação: (*) 1 TR = 3,517 kW;(**) O valor do COP obtido é bastante elevado, pois se trata de um exemplo ilustrativo, com efeito didático. Valores mais comuns para sistemas de média capacidade giram em torno de 3 a 4, para ciclos de compressão a vapor de pequeno porte.

Exemplo:

4.1.2 O cálculo da capacidade de um sistema de ar condicionado resultou em 10 TR. Ao projetista foram apresentadas duas tecnologias que usam dois tipos diferentes de refrigerantes. Em ambos os casos a temperatura de evaporação é de 5 °C:

a) Um ciclo operando com isobutano.

b) Um ciclo operando com R134a.

Considere que o líquido retorne do condensador com temperatura de 35°C.Pede-se calcular os efeitos refrigerantes ou cargas de refrigeração e as vazões mássicas de cada alternativa.

Solução:

a) Isobutano:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$$q = 678{,}6 - 401{,}3 = 277{,}3\ kJ/kg(isobu\tan o)$$

$$\dot{m} = \frac{10 \times 3{,}517}{277{,}3} = 0{,}127\ kg/s(isobu\tan o)$$

b) R134a:

$$q = 253{,}3 - 100{,}8 = 152{,}5\ kJ/kg(R134a)$$

$$\dot{m} = \frac{10 \times 3{,}517}{152{,}5} = 0{,}231\ kg/s(R134a)$$

Refrigerante	Entalpia, h_1 (kJ/kg)	Entalpia h_3 (kJ/kg)
R134a	253,3	100,8
Isobutano (R600a)	678,6	401,3

Conclusão: o efeito de refrigeração do isobutano é maior que o do R134a, o que significa que para uma mesma capacidade de refrigeração, uma vazão mássica menor de refrigerante é necessária, reduzindo o tamanho geral do compressor e demais equipamentos.

Exemplo:

4.1.3 Calcule o coeficiente de desempenho (β) e a taxa de aquecimento para um ciclo de compressão a vapor ideal operando como bomba de calor utilizando o refrigerante R22. A temperatura do refrigerante no evaporador é de -20 °C e no condensador é de 50 °C. A vazão mássica é de 0,05 kg/s.

Tabela de Saturação para o refrigerante R22 (Fonte: Catálogo Dupont).

Temperatura, T (°C)	Pressão, P (kPa)	Densidade, ρ (kg/m³)		Entalpia, h (kJ/kg)	
		Líq.	Vapor	Líq.	Vapor
-20	245,3	1347	10,79	177	220,1
50	1943,0	1082	85,95	263,2	154,2

Resolução:

Da tabela de saturação temos que:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

$T = T_3 = 50$ oC; $h_3 = h_1 = 84{,}868$ kJ/kg; $P_3 = P_2 = 1{,}2193$ MPa

$T = T_4 = T_1 = -20\ ^oC$; $h_1 = h_V = 178{,}61$ kJ/kg; $s_1 = s_V = 0{,}7165$ kJ/kg.K; $P_4 = P_1 = 0{,}1509$ MPa; $s_2 = s_1 = 0{,}7165$ kJ/kg.^{o}C; $P_2 = 1{,}2193$ MPa.

Portanto, utilizando-se interpolação dupla, pode-se obter:

$T_2 = 65{,}21$ oC e $h_2 = 218{,}64$ kJ/kg

A primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle representando o compressor resulta em:

$W_{COMP} = h_2 - h_1 = 218{,}64 - 178{,}61 = 40{,}03$ kJ/kg

A primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle representando o condensador resulta em:

$q_{COND} = h_2 - h_3 = 218{,}64 - 84{,}87 = 133{,}8$ kJ/kg

Assim, o coeficiente de desempenho é dado por:

$\beta = q_{COND} / W_{COMP} = 133{,}8 / 40{,}03 = 3{,}342$

O coeficiente de desempenho de 3,342 significa que é necessária uma potência de 6,69/3,342 = 2,002 kW para se conseguir uma taxa de aquecimento de 6,69 kW.

E a taxa de aquecimento será de:

$$\dot{m} \times q_{COND} = 0{,}005(133{,}8) = 6{,}69\,kW$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

1.2 – Ciclo real de compressão mecânica a vapor

Condições operacionais e perdas associadas ao escoamento do refrigerante impedem a realização prática de um ciclo de compressão a vapor, conforme é possível verificar na Figura 3. As principais diferenças são:

- perdas por atrito associadas ao escoamento do fluido – perdas de carga tanto no condensador como no evaporador. Note no gráfico ao lado que durante os processos de evaporação e de condensação há uma diminuição das pressões correspondentes.
- o líquido que sai do condensador (estado 3) e entra no evaporador está ligeiramente sub-resfriado. Isso é feito para garantir que, apenas líquidoentre no dispositivo de expansão – veja válvula de expansão a seguir em componentes do ciclo.

- o vapor que sai do evaporador (estado 1) e entra no compressor não pode carregar líquido ou gotículas de líquido consigo, pois pode danificar alguns tipos de compressores. Assim, provoca-se um superaquecimento do vapor a fim de garantir que apenas a fase vapor seja aspirada pelo compressor.
- o vapor do refrigerante sofre um processo não ideal de compressão no compressor (não é compressão isoentrópica).

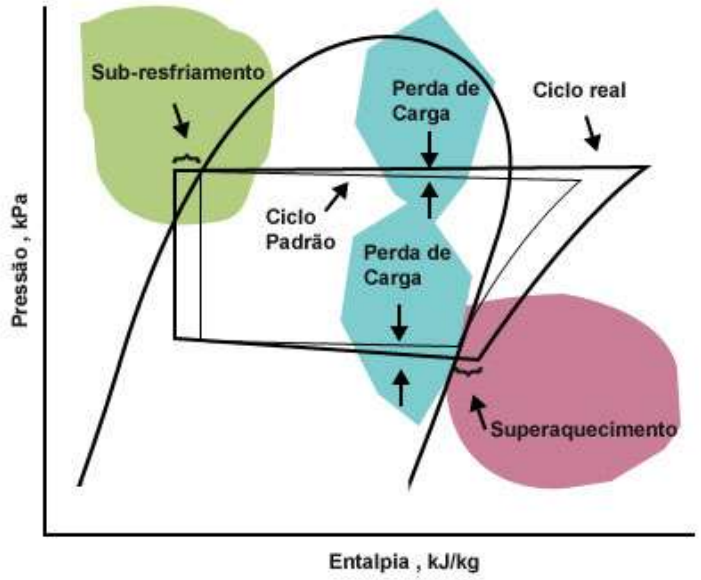


Fig. 3 – Diagrama P-h para o ciclo real e o ciclo padrão

Prof. Simões - www.

APRESENTAÇÃO

Neste módulo estudaremos os parâmetros psicrométricos e sua aplicação na análise e entendimento dos processos de manipulação do ar úmido. Os diagramas psicrométricos e o problema de transferência de calor em equipamentos evaporativos também serão abordados, tais como as torres de resfriamento.

UNIDADE 1 – Parâmetros e Processos Psicrométricos

O ar atmosférico é o resultado de um grande número de constituintes gasosos, bem como vapor de água e contaminantes. Define-se ar seco como sendo a composição do ar atmosférico excluído o vapor de água.

Normalmente, considera-se a mistura gasosa que forma o ar seco como um único pseudo gás, cuja massa molecular aparente é dada pela média ponderada das massas moleculares dos seus constituintes. O resultado que se obtém é 28,9645 g/mol. Quando vapor de água e ar seco são misturados tem-se o chamado ar úmido. O ar atmosférico que respiramos é ar úmido, de acordo com essa definição.

Dessa forma, então, para todos os efeitos, o ar atmosférico será tratado como a mistura de dois gases: vapor de água e ar seco. A seguir são apresentados os parâmetros psicrométricos mais relevantes.

1.1 – Umidade Absoluta

Define-se umidade absoluta, ω, como sendo a razão entre as massas de vapor de água, m_v,, e do ar seco, m_a, presentes na mistura. Em alguns textos esta propriedade também é conhecida como umidade específica. Os índices a e v serão utilizados para designarem ar seco e vapor de água, na ordem. Assim,

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \qquad \left[\frac{\text{kg vapor}}{\text{kg ar aseco}}\right]. \tag{1}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Considerando que se trata de mistura de gases perfeitos, da lei de mistura de Dalton,tem-se:

$$m_a = \frac{P_a V}{R_a T} \qquad \text{e} \qquad m_v = \frac{P_v V}{R_v T}, \tag{2}$$

onde, *V* é o volume da mistura, *T* é a temperatura, R_i são as constantes particulares dos gases e $P_i$são suas pressões parciais. Então substituindo estas relações em (1), chega-se a:

$$\omega = \frac{R_a}{R_v}\frac{P_v}{P_a}, \qquad \text{mas} \qquad \frac{R_a}{R_v} = \frac{M_v}{M_a}, \tag{3 e 4}$$

E como as massas moleculares valem M_v = 18,01534 e Ma = 28,9645, então:

$$\omega = 0{,}62198\frac{P_v}{P_a}, \tag{5}$$

Uma vez que a pressão total de mistura, *P*, é dada pela soma das pressões parciais dos constituintes da mistura, P_a e P_v, isto é: $P = P_a + P_v$, então:

$$\omega = 0{,}62198\frac{P_v}{P - P_v} \qquad \left[\frac{\text{kg vapor}}{\text{kg ar aseco}}\right]. \tag{6}$$

Esta é a forma mais conhecida e muitas vezes apresentada como a da definição da umidade absoluta. Note que ela decorre da hipótese da validade do comportamento ideal.

1.2 – Umidade Relativa

É a razãoentre as frações molares do vapor de água presente na mistura, x_v, e a fração molar que o vapor de água teria se a mistura estivesse saturada, x_{vs}, à mesma temperatura e pressão total, ou seja:

$$\phi = \frac{x_v}{x_{vs}}. \tag{7}$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Considerando a equação dos gases perfeitos e a definição de fração molar, que é $x_v = n_v/n$ e $x_{vs} = n_{vs}/n$, onde n é o número total de moles, então, tem-se que:

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}}. \tag{8}$$

A simplificação acima mostra que a umidade relativa de uma mistura do ar úmido é dada pela razão entre a pressão parcial do vapor de água na mistura e a pressão, P_v, e a pressão parcial que o vapor de água teria, P_{vs}, se a mistura estivesse saturada à mesma temperatura e pressão total de mistura.

Naturalmente, a umidade relativa varia entre 0 e 1 e, por isso, é hábito fornecer o valor de ϕem termos de porcentagem. Assim ϕ= 0% está reservado para o ar seco, enquanto que ϕ= 100% indica que o ar úmido está saturado.

Exemplo:

5.1.1. A umidade relativa do ar num dado ambiente é mantida em 60 % e a temperatura vale 25 °C. Sabendo-se que a pressão é normal (101,325 kPa), calcule a umidade absoluta do ambiente.

Resolução:

A pressão parcial do vapor de água saturado, PVS, à temperatura de 25 oC vale 3,169 kPa [Tab. Vapor de água saturado]. A pressão parcial do vapor de água na mistura é:

PV = ϕ PVS = 0,6 x 3,169 = 1,901 kPa

A umidade relativa, ω, é dada por:

ω = 0,62198 x 1,901 / (101,325 – 1,901) = 0,0119 [kg vapor/ kg ar seco]

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

1.3 – Volume Específico

O volume específico é dado pela razão entre o volume ocupado pela mistura e a massa de ar seco presente.

$$v = \frac{V}{m_a}. \tag{9}$$

Utilizando a simplificação de gases $m_a = \frac{P_a V}{R_a T}$ perfeitos,e lembrando que: $P = P_a + P_v$ e $R_a = \Re / M_a$,

tem-se:

$$v = 0{,}2870 \frac{T}{P - P_v} \qquad \left[\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{kg\ ar\ seco}}\right], \tag{10}$$

e esta equação ainda pode ainda ser modificada usando uma expressão envolvendo a definição de umidade absoluta (Equação5), o que resulta em:

$$v = 0{,}2870 \frac{T}{P}\left(1 + 1{,}6078\ \omega\right) \qquad \left[\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{kg\ ar\ seco}}\right], \tag{11}$$

onde *T* deve ser dado em Kelvin e *P* em kPa.

Note que o volume específico da mistura referido à massa de ar úmido, v_m, é, em geral, ligeiramente menor que o volume específico referido à massa de ar seco. Com efeito:

$$v_m = \frac{v}{1 + \omega} \qquad \left[\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{kg\ ar\ umido}}\right]. \tag{12}$$

Portanto os dois volumes específicos diferem pelo fator (1 + ω).

O volume específico da mistura para a situação em que o ar não pode ser considerado uma mistura de gases perfeitos será estudado mais adiante neste módulo.

1.4 – Entalpia e Entalpia Específica

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

A entalpia total da mistura é dada pela contribuição isolada da entalpia do ar seco e do vapor de água, dada a hipótese de validade de gases perfeitos. Assim,

$$H = H_a + H_v . \tag{13}$$

A entalpia específica da mistura, *h*, é obtida dividindo-se a expressão acima pela massa de ar seco, ou

$$h = \frac{H}{m_a} = \frac{m_a h_a}{m_a} + \frac{m_v h_v}{m_a}, \tag{14}$$

e considerando a definição de umidade absoluta, tem-se a seguinte expressão final

$$h = h_a + \omega\, h_v \qquad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg ar seco}}\right]. \tag{15}$$

Note que ω surgiu para "acertar" a entalpia específica do vapor para que este termo seja referido à massa de ar seco.

Assim como ocorre com o volume específico, a entalpia da mistura referida à massa de ar úmido, h_m, é, em geral, ligeiramente menor que a entalpia referida à base de ar seco. A relaçãoentre as duas definições é

$$h_m = \frac{h}{1+\omega} \qquad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg ar umido}}\right]. \tag{16}$$

1.5 – Temperatura de Bulbo Seco

A temperatura de bulbo seco, TBS, é simplesmente a temperatura da mistura indicada por um termômetro. O adjetivo "bulbo seco" é adicionado ao termo temperatura para diferenciar esta grandeza de outra temperatura que está definida mais adiante, a temperatura de bulbo úmido.

1.6 – Temperatura de Orvalho

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Temperatura de orvalho é a temperatura correspondente ao ponto de início da condensação do vapor de água contido no ar úmido, quando o processo de resfriamento se dá a pressão constante. Esta propriedade pode ser entendida mais facilmente com a ajuda do diagrama temperatura-volume específico da água, ilustrado na Figura 1.

Inicialmente o vapor de água contido no ar úmido está no estado 1 indicado no diagrama. À medida que o ar vai sendo resfriado, os estados do vapor de água percorrem no sentido descendente a linha isobárica indicada, a qual representa a pressão parcial do vapor de água na mistura. Em se continuando o processo de resfriamento, eventualmente o estado 2 vai ser alcançado, para o qual qualquer tentativa de resfriamento implicará em condensação do vapor. Dá-se o nome de temperatura de orvalho, T_o, àquela temperatura de início de condensação.

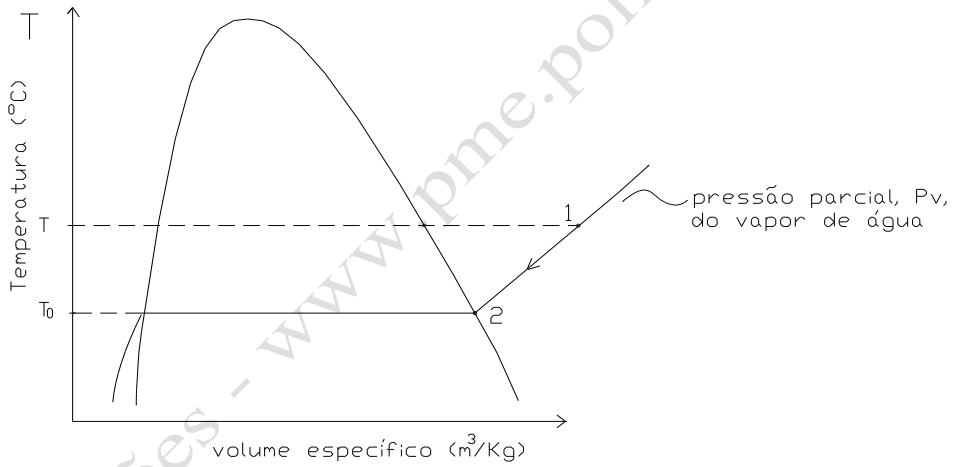


Fig. 1 - Propriedade temperatura de orvalho
no diagrama temperatura-volume específico

Exemplo 1

Ar úmido se encontra a 70 °C, 50% de umidade relativa e a pressão normal (101,325 kPa). O ar, então, passa por um processo de resfriamento até atingir 40 °C. Se houver condensação do vapor, a água líquida é retirada. Em seguida o ar é aquecido novamente até atingir a temperatura de 70 °C. Pede-se:

a) A umidade absoluta e a temperatura de orvalho para as condições iniciais.

b) A umidade relativa, absoluta e a temperatura de orvalho para o estado final.

Solução:

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Da Tabela 13, a pressão de saturação do vapor de água a 70 °C vale Pvs = 31,19 kPa, portanto,

$$P_v = \phi P_{vs} = 0{,}50 \times 31{,}19 = 15{,}595 \text{ kPa, então,}$$

$$\omega = 0{,}62198 \times \frac{15{,}595}{101{,}325 - 15{,}595} = 0{,}1131 \ \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg ar seco}}. \quad (17)$$

A temperatura de orvalho é obtida de uma tabela de vapor. Para a pressão de vapor de P_v = 15,595 kPa, tem-se $T_o \cong$ 55 °C. Como o ar foi resfriado (40 °C) abaixo da sua temperatura de orvalho inicial, então houve condensação do vapor (veja processo ilustrado no diagrama). A pressão parcial do vapor no estado final, P_D, é a mesma que a pressão do vapor no estado C, que, da tabela de vapor, para T = 40°C, vale P_C = 7,384 kPa. Assim,

$$\phi = \frac{7{,}384}{31{,}19} \times 100\% = 23{,}7\%, \text{ e}$$

$$\omega = 0{,}62198 \times \frac{7{,}384}{101{,}325 - 7{,}384} = 0{,}0489 \ \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg ar seco}}. \quad (18)$$

A temperatura de orvalho final é a própria temperatura do processo final de condensação, como ilustrado no diagrama abaixo.

As transformações sofridas pelo vapor de água estão indicadas no diagrama temperatura-volume específico (figura 2). No lado esquerdo da figura encontram-se indicados os pontos principais referentes aos estados importantes.Também ilustra-se os processos de resfriamento e aquecimento em questão.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

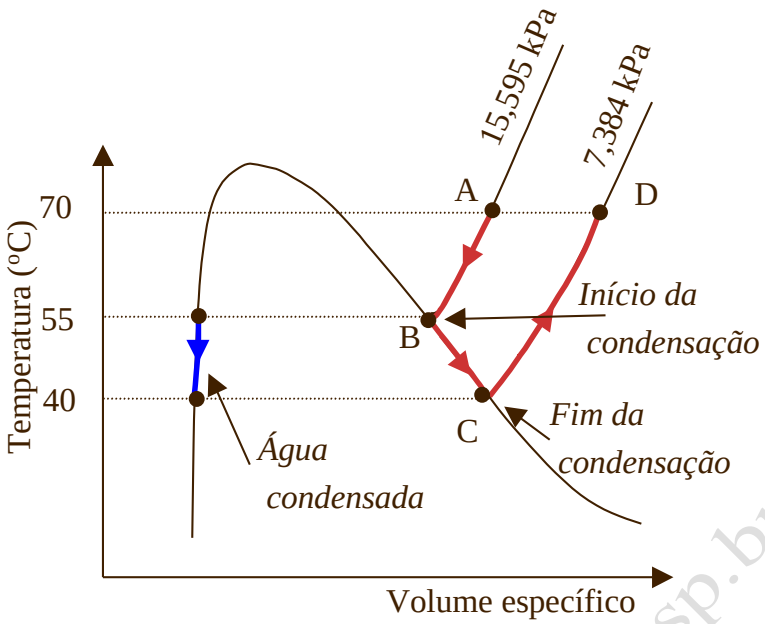


Fig. 2 – Diagrama temperatura – volume específico e o processo de início de condensação do vapor de água

A - estado inicial,

A→B - processo de resfriamento,

B - início da condensação,

B→C - processo de condensação, formação de líquido,

C - fim do processo de resfriamento e condensação,

C→D - processo de aquecimento e D - estado final.

Exemplo:

5.1.2. Preencha as lacunas faltantes da tabela abaixo para pressões de mistura de 92,6 kPa e para 101,325 kPa.

Resolução:

Nota: use os diagramas psicrométricos em anexo

Solução - em negrito são dados do problema

ponto	*TBS* (°C)	*TBU* (°C)	*Torv* (°C)	*v* (m^3/kg as)	*h* (kJ/kg as)	*ω* (kgv/kg as)	*ϕ* (%)
1	25	20	*17,8*	*0,945*	*60,8*	*0,0140*	*64*
2	20	*15,0*	*12,0*	*0,923*	*44,4*	*0,0096*	60
3	30	*24,0*	22	*0,967*	*76,9*	*0,0183*	*62*
4	*40,0*	*21,5*	*12,7*	*0,986*	*66,0*	0,0100	20
5	*38,0*	30	28	*1,005*	*106,3*	*0,0265*	*57*
6	*15,2*	*9,6*	*4,8*	*0,902*	30	*0,0584*	50
7	30	*16,2*	*7,2*	0,950	*47,8*	*0,0961*	*24*
8	20	*5,2*	*n/d*	*0,9086*	*20,1*	0	*0*

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

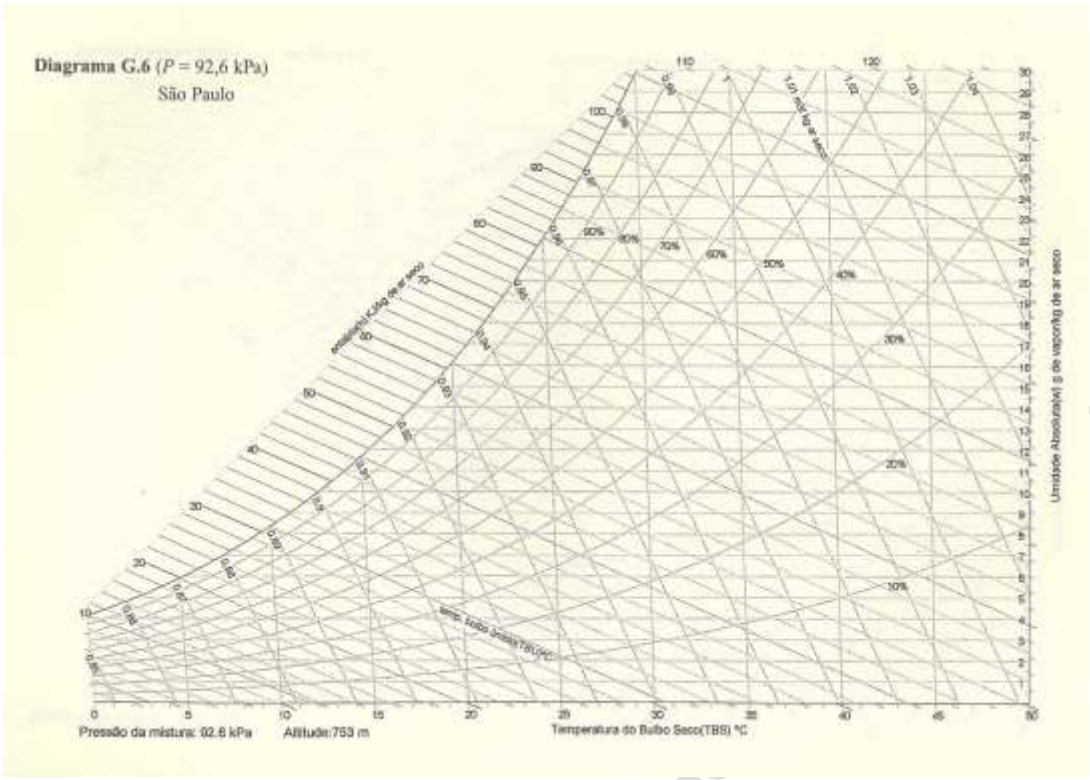


Figura 1 - Diagrama psicrométrico para pressão de mistura de 92,6 kPa.

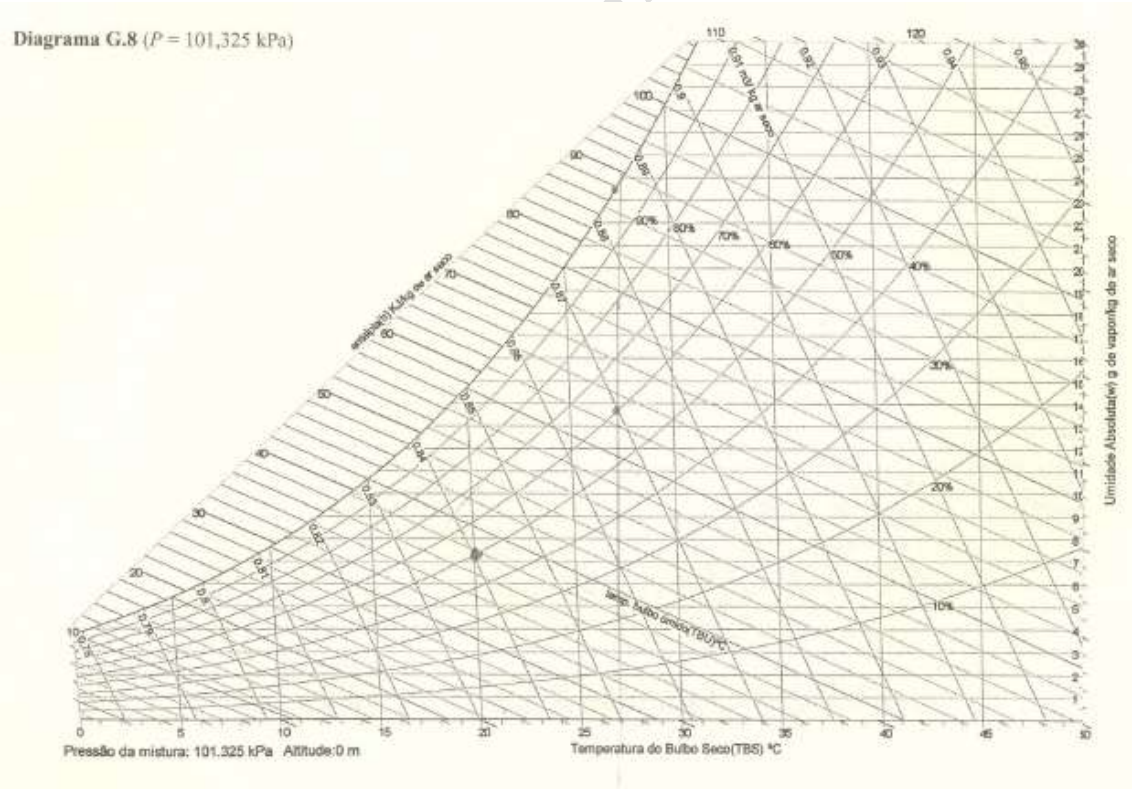


Figura 2 - Diagrama psicrométrico para pressão de mistura de 101, 325 kPa.

1.7 - Processo de Saturação Adiabática

Considere o dispositivo ilustrado na Figura 3. O ar é forçado a entrar em contato com água numa câmara perfeitamente isolada termicamente (adiabática). À saída do dispositivo, o ar está na condição de saturação e em equilíbrio termodinâmico com a água.

A parcela da água evaporada, que sai na corrente de ar em 2, é reposta no reservatório de forma que as hipóteses de regime permanente sejam válidas. As temperaturas de saída do vapor de água e do ar são iguais e valem T*. O processo ocorre a pressão constante e o dispositivo é chamado de saturador adiabático.

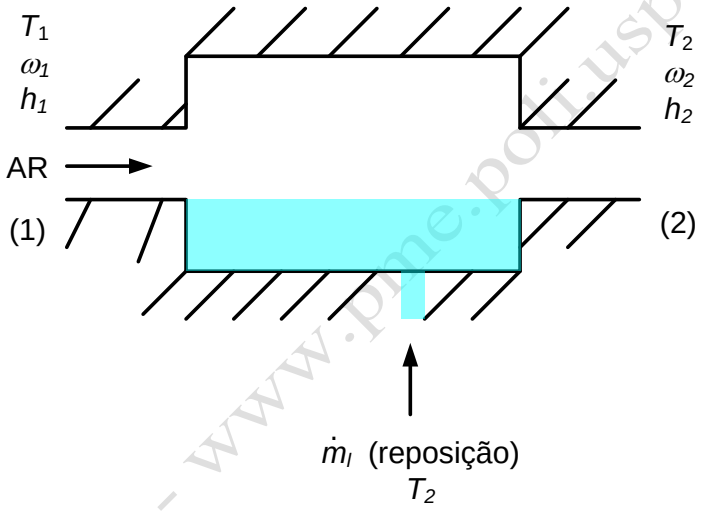


Fig. 3 - Processo de saturação adiabática de uma corrente de ar

Os fluxos mássicos são:

- seção 1: $\dot{m}_{ar} = \dot{m}_a + \dot{m}_{v1}$;
- seção 2: $\dot{m}_{ar} = \dot{m}_a + \dot{m}_{v2}$ e
- reposição: $\dot{m}_L = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1}$.

A lei da conservação de energia, em regime permanente para um volume de controle que engloba o saturador adiabático, resulta em:

$$\left(\dot{m}_a + \dot{m}_{v1}\right) h_{m1} + \left(\dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1}\right) h_L^* = \left(\dot{m}_a + \dot{m}_{v2}\right) h_{m2}^* . \qquad (19)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

No segundo termo da equação acima, considerou-se a lei de conservação de massa para a água. Uma vez que o fluxo mássico de ar seco, $\dot{m}_a$, através do dispositivo é constante, então esta equação pode ser dividida por este valor e, tendo em mente a definição de umidade absoluta, obtém-se

$$\left(1+\omega_1\right) h_{m1} + \left(\omega_2^* - \omega_1\right) h_L^* = \left(1+\omega_2\right) h_{m2}^* . \tag{20}$$

Note, ainda, que as entalpias ainda se referem à massa de ar úmido, mas utilizando às entalpias referidas a massa de ar seco (conforme discutido no item 1.4), tem-se:

$$h_1 + \left(\omega_2^* - \omega_1\right) h_L^* = h_2^* , \tag{21}$$

onde o asterísco (*) foi incluído para lembrar que a água de reposição e a corrente de ar deixam o arranjo a mesma temperatura *T**.

Uma interessante análise da equação do saturador adiabático, Equação (21), pode agora ser feita. Mantida a pressão constante, as propriedades ω_2^*, h_L^* e h_2^* são funções apenas da temperatura *T**, já que o vapor de água encontra-se saturado. Dessa forma, através da Equação (21), verifica-se que a temperatura *T** é função apenas da entalpia, h_1, e umidade absoluta do ar, ω_1, do fluxo de ar de chegada no equipamento. Assim, conclui-se que a temperatura *T** depende tão somente do estado termodinâmico do ar que entra no saturador adiabático e recebe o nome de *temperatura de bulbo úmido termodinâmica*.

Note que a temperatura da água de reposição deve ser a mesma que a temperatura de bulbo úmido termodinâmica do ar, o que não é conhecido a princípio. Assim, o saturador adiabático deve ser compreendido apenas como uma idealização útil, e didática, porque serve para introduzir um novo conceito. A saturação do ar ocorre numa câmara adiabática, onde apenas a corrente de ar e a água trocam calor e massa entre si, e decorre outra designação para esta temperatura de equilíbrio, *temperatura de saturação adiabática.*

Como nota final, se a água do dispositivo estiver no estado sólido ao invés de líquido, o mesmo raciocínio de análise é válido, bastando tão somente substituir a entalpia do líquido, h_L^*, pela entalpia da água sólida, h_s^*, na Equação (21).

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

1.8 - Psicrômetro e Temperatura de Bulbo Úmido

Psicrômetro é o aparelho utilizado em larga escala para medições das propriedades do ar. Ele fornece a temperatura de bulbo seco, TBS, e a chamada temperatura de bulbo úmido, TBU. Os elementos construtivos primários de um psicrômetro estão indicados na Figura 4.

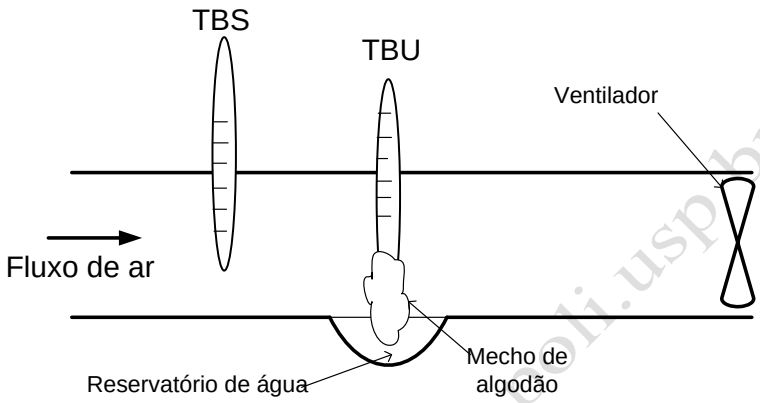


Fig. 4 - Psicrômetro ideal e seus elementos básicos

Dois termômetros formam o psicrômetro. O termômetro cujo bulbo está envolvido por uma mecha de algodão (ou outro material higroscópico similar) embebida em água destilada, constitui o termômetro de bulbo úmido do psicrômetro. O outro termômetro simples acusa a temperatura da corrente de ar, que é a TBS. O ventilador funciona como elemento motor de movimentação do ar através do instrumento.

Quando uma corrente de ar úmido circula pelo dispositivo, um processo simultâneo de transferência de calor e massa terá curso na mecha de algodão umedecida. Parte da água da mecha começará a se evaporar, causando uma redução da temperatura do bulbo do termômetro. Devido a essa diferença de temperaturas, a da mecha e a da corrente de ar, calor será cedido do ar para a mecha. Assim, estabelece-se uma espécie de equilíbrio dinâmico, através do qual o calor cedido pela corrente de ar para a mecha é utilizado para evaporar a água contida na mecha.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Para a condição de regime, o termômetro vai indicar uma temperatura de equilíbrio conhecida por temperatura de bulbo úmido, ou, TBU. A velocidade mínima da corrente de ar deve ser da ordem de 3 a 5 m/s.

1.9 - TBU × Temperatura de Bulbo Úmido Termodinâmica

Em termos práticos, a temperatura de bulbo úmido termodinâmica e a temperatura de bulbo úmido são bastante próximas para a mistura de ar seco e vapor de água nas condições ambientes.

A primeira decorre de uma condição de equilíbrio termodinâmico através do processo de saturação adiabática e, portanto, é uma propriedade termodinâmica do ar. A segunda temperatura resulta de um processo de equilíbrio dinâmico de transferência simultânea de calor e massa e depende de vários fatores, tais como velocidade do ar que circula pelo psicrômetro, da geometria do bulbo, entre outros. Justamente por causa da proximidade dos valores é que se permite a utilização do psicrômetro.

UNIDADE 2 – Diagrama Psicrométrico

A carta ou diagrama psicrométrico é um gráfico de construção tal que permite obter o traçado de diversos processos psicrométricos e a determinação dos estados do ar úmido. Sua construção está baseada no fato que afirma que o estado termodinâmico de uma mistura de dois gases, como o ar, é determinado por três propriedades independentes. Assim, se uma das três propriedades for mantida constante, as duas outras podem vir a formar os eixos de um gráfico, tal como ocorre com o diagrama.

Nesse gráfico, as demais isolinhas das propriedades psicrométricas restantes são construídas. Qualquer ponto sobre o gráfico definirá o estado termodinâmico da mistura. Normalmente, a pressão da mistura é eleita como a propriedade que é mantida constante, já que na maioria dos processos psicrométricos ela é invariável, ou, quando muito, varia muito pouco.

Prof. Simões - www.pmec.poli.usp.br/sisea

De fato, todos os diagramas ou cartas psicrométricos são construídos para uma dada pressão de mistura. Em princípio, qualquer das outras propriedades poderiam ser utilizadas na construção dos eixos. Já que isto é estritamente verdadeiro do ponto de vista termodinâmico, outros fatores devem ser considerados, incluindo o formato visual do diagrama e a facilidade de utilização.

É uma espécie de consenso que uma das duas outras propriedades restantes deva ser a umidade absoluta, ω, como propriedade do eixo das ordenadas (vertical). Entretanto, certa controvérsia existe sobre qual a propriedade que deve figurar no eixo das abscissas (horizontal).

Muitos diagramas utilizam a temperatura de bulbo seco, TBS, porém este curso vai adotar outra propriedade: a entalpia específica, *h*.Mollier (1923) foi o pioneiro na utilização do diagrama $\omega \times h$. Seu diagrama apresenta algumas vantagens construtivas e permite conduzir análise de processos psicrométricos de uma forma simples e precisa.

Com efeito, as linhas de temperatura de bulbo úmido termodinâmica são retas e a maioria dos processos psicrométricos aparecem como linhas retas, de uma forma geral. Também, o aspecto visual do diagrama facilita a leitura das propriedades.

Na verdade, o aspecto final do diagrama de Mollier é como se o diagrama fosse um diagrama cartesiano do tipo $\omega \times$ TBS. Isso acontece porque as linhas de entalpia específica constantes são inclinadas em relação à horizontal de um ângulo tal quetêm-se a impressão que as linhas de TBS sejam verticais, muito embora não o sejam. A Figura 5 ilustra os elementos principais de um diagrama psicrométrico.

Prof. Simões - www.pme.pol.usp.br/sisea

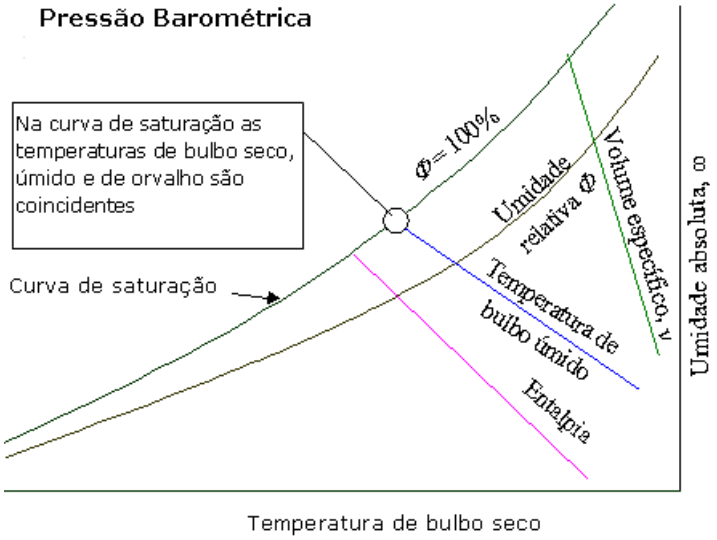


Fig. 5 – Diagrama da temperatura versus umidade absoluta

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 3 – Processos elementares

3.1 – Desumidificação por resfriamento

Nesse processo elementar, o ar úmido sofre um processo de resfriamento em que sua temperatura é resfriada para além da temperatura de orvalho. Como consequência, parte do seu conteúdo de vapor é condensado.

No diagrama psicrométrico, os estados globais do ar percorrem uma trajetória curva, sempre "apontando" para a curva de saturação.

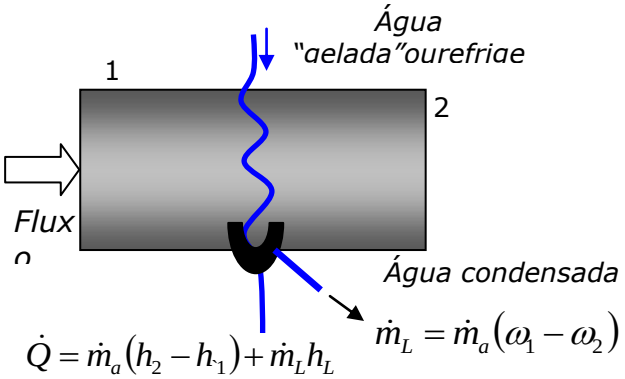


Fig. 6 – Desumidificador de ar por resfriamento

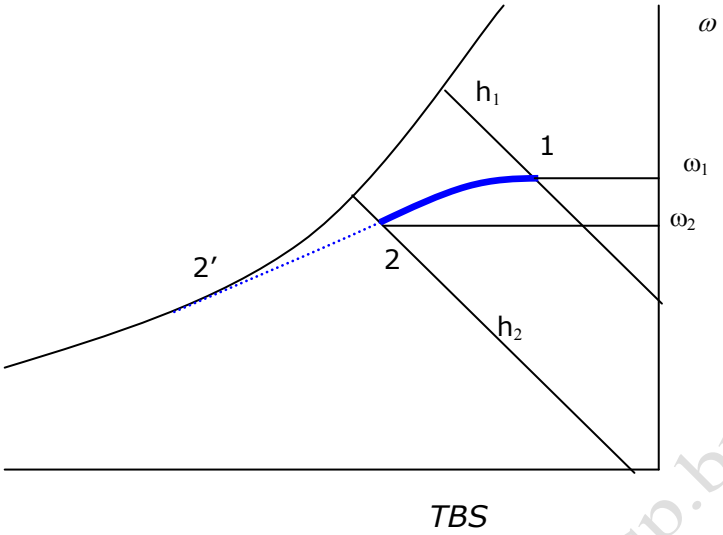


Fig. 7 – Processo de Desumidificação

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Exemplo do Processo de desumidificação

Calcule o fluxo de calor e a quantidade de água removida de um processo de desumidificação de um fluxo de ar que passa por uma serpentina de água "gelada".

São dados:

Condições iniciais do ar: TBS_1 = 30 °C e ϕ_1 = 80%

Condições finais do ar: TBS_2 = 10 °C e ϕ_2 = 100%

Pressão = 92,6 kPa

vazão mássica = 0,3 kg ar seco/s

Solução:

Do diagrama fornecido, vem

ω_1 = 0,02368 kg vapor/kg ar seco, h_1 = 90,7 kJ/kg ar seco, e

ω_2 = 0,00836 kg vapor/kg ar seco, h_2 = 31,1 kJ/kg ar seco.

Da tabela de saturação da água fornecida, vem h_L = 42,0 kJ/kg - Portanto:

$$\dot{m}_L = 0{,}3(0{,}02368 - 0{,}00836) = 0{,}0046 \text{ kg/s} = 16{,}54 \text{ kg/h} \qquad (22)$$

e, o fluxo de calor é

$$\dot{Q} = 0{,}3(31{,}1 - 90{,}7) + 0{,}0046 \times 42{,}0 = -17{,}69 \text{ kW}.$$

3.2 – Mistura adiabática de dois fluxos de ar úmido

Esse é um processo comum em sistemas de RAC, trata-se da mistura de duas correntesde ar úmido. Geralmente, a mistura dos dois fluxos ocorre de forma adiabática, isto é, sem troca de calor com o meio externo, como pode-se verificar na Figura 8 e no gráfico da Figura 9.

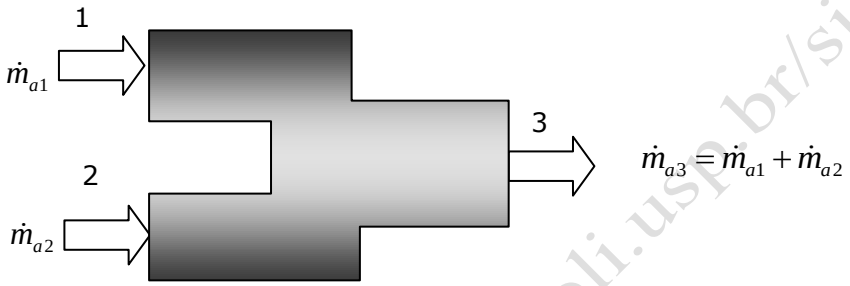


Fig. 8 – Misturador adiabático de duas correntes de ar úmido

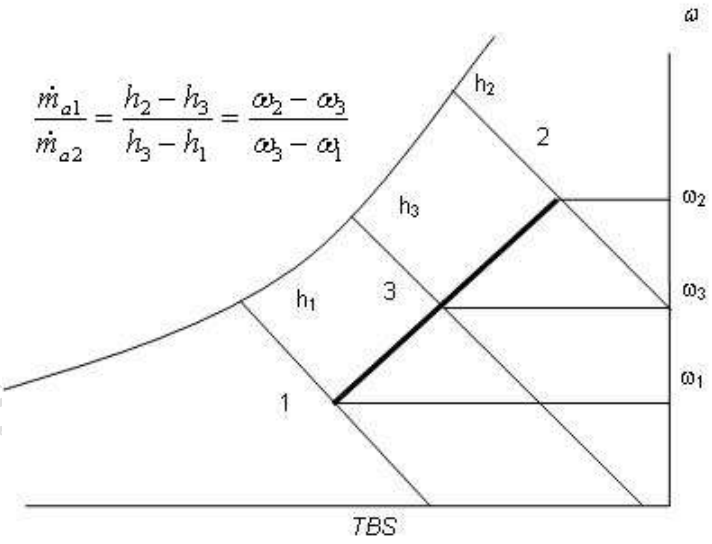


Fig. 9 – Processo de mistura adiabática

Exemplo - Mistura de duas correntes adiabáticas de ar úmido

5.3.1 Duas correntes de ar úmido são misturadas adiabaticamente. As vazõessão 0,25 e 1 kg de ar seco/s. A pressão local vale 92,6 kPa. Determine a *TBS*, a *TBU* e aϕ.

São dados: Fluxo 1: TBS_1 = 15 °C e ϕ_1= 60%; Fluxo 2: TBS_1 = 30 °C e ϕ_1= 80%.

1a Solução*: Forma analítica*

Do diagrama psicrométrico, vem:

w_1= 0,00695 kgv/kg as e h_1 = 32,7 kJ/kg as; e

w_2= 0,02368 kgv/kg as e h_2 = 90,7 kJ/kg as

Em seguida, usa-se a equação da mistura para a umidade absoluta:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} \Rightarrow \frac{0{,}25}{1} = \frac{0{,}02368 - \omega_3}{\omega_3 - 0{,}00695} \Rightarrow \therefore \omega_3 = 0{,}0203 \text{ kgv/kg as} \qquad (23)$$

A entalpia específica do estado 3 é obtida da mesma forma, que dá h_3 =79,1 kJ./kg as. Com w_3 e h_3 marcado no diagrama, obtém-se as demais propriedades da mistura.

Exemplo - Mistura adiabática

2a Solução*: Forma gráfica*

Sobre o diagrama marcam-se os dois estados 1e 2.

Unem-se os dois pontos por um segmento de reta.

Marca-se a linha de umidade absoluta na proporção da razão vazões mássica (como obtido na 1a solução do problema acima). O estado 3 resulta da intersecção dessa linha com o segmento de reta, como se pode verificar na Figura 10.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

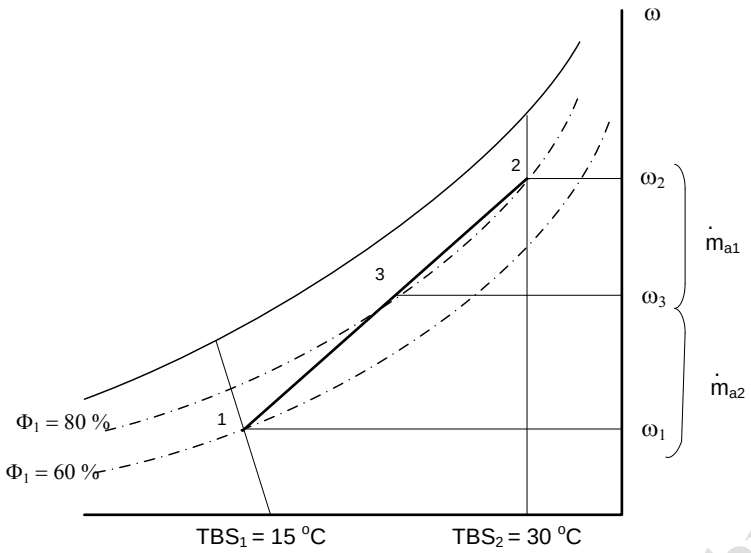


Fig. 10 – Processo de mistura adiabática para o exemplo indicado

3.3 – Umidificação adiabática do Ar úmido

Em determinadas situações, quando o ar se encontra com um baixo teor de umidade, pode ser necessário aumentar o conteúdo de vapor. Um processo elementar para alcançar esse objetivo é o da umidificação por aspersão de vapor de água. Um esquema desse arranjo está ilustrado na figura abaixo.

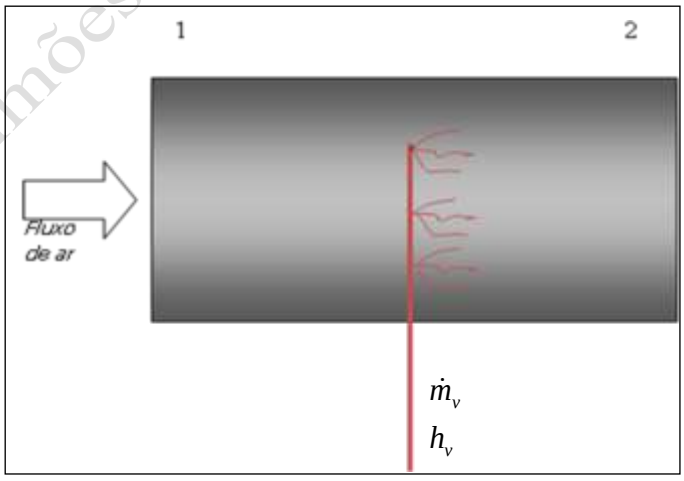


Fig. 11 – Umidificador adiabático

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

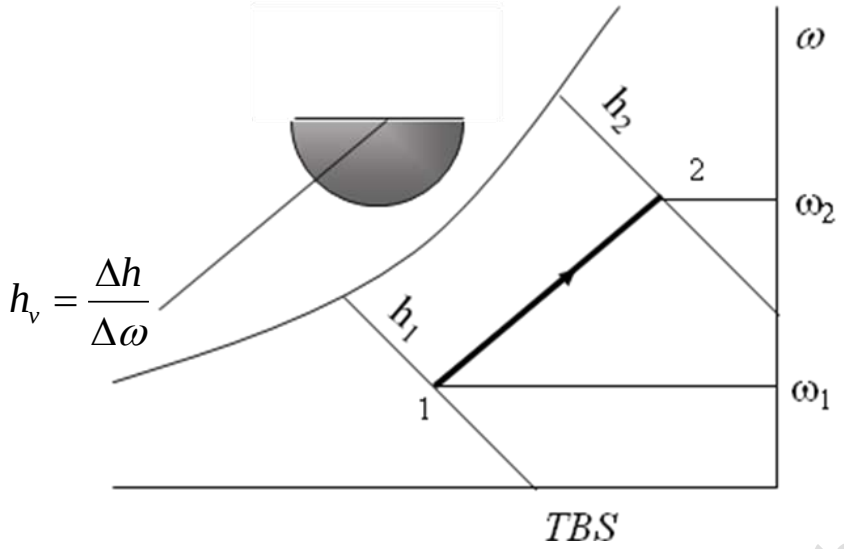


Fig. 12 - Processo de umidificação adiabática

A partir do estado 1 traça-se uma reta com inclinação $\Delta h/\Delta w. = h_{v.}$

3.4 – Torres de Resfriamento

As torres de resfriamento constituem de longe os mais importantes equipamentos para resfriamento da água aquecida proveniente de algum processo industrial ou sistema de refrigeração, como o resfriamento da água que circula nos condensadores das turbinas a vapor de termelétricas.

No passado, a água podia ser resfriada diretamente por água originária de algum rio, represa ou mar. Entretanto, considerações ambientais e outras dificuldades de acesso a estas fontes limitaram, e ainda limitam seu emprego.

Como forma alternativa, a água pode ser resfriada por ar atmosférico através de trocadores de calor comuns, porém estes exigem áreas imensas de troca térmica, além de consumos consideráveis de energia elétrica para acionamento de bombas e ventiladores. As torres de resfriamento se apresentam no cenário como a solução mais eficaz.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Elas permitem o resfriamento da água até cerca de 5 °C da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente à custa de uma pequena percentagem de perda de água (3 a 5%) por evaporação ou arrasto com o fluxo de ar. As torres são construídas com o objetivo de se maximizar as áreas de contato entre um fluxo de ar e água, bem como seu tempo de exposição.

Numa torre de resfriamento elementar, o fluxo de água aquecida é trazido em contato direto com o ar atmosférico. Como conseqüência, parte da água aquecida vai sofrer um processo evaporativo para o ar à custa do desejado efeito de rebaixamento da temperatura da própria água.

O rebaixamento de temperatura ocorre porque certa quantia de calor (latente) deve ser fornecido para a água em evaporação pela própria água que, portanto, vai se resfriar. A geometria da interface água-ar é crucial no processo de evaporação.

Assim, tem-se como parâmetro de projeto do enchimento das torres o objetivo de se maximizar as áreas de contato entre os fluxos de ar e água, bem como também aumentar o tempo de exposição entre os dois fluxos (tempo de residência).

Existem diversas geometrias, tamanhos e modelos de torres, sendo que elas podem em geral se enquadrar quanto ao escoamento em contra-corrente, fluxo cruzado, ou em combinação destes dois tipos. Quanto ao tipo de tiragem do ar, as torres podem ser de convecção natural ou de convecção forçada.

Finalmente, elas podem ser dotadas de um meio de melhoria dos processos de transferência, como um material de enchimento, ou ser de contato direto sem a presença de qualquer meio. A Figura 13 mostra o esquema de uma torre de resfriamento de contra-corrente.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

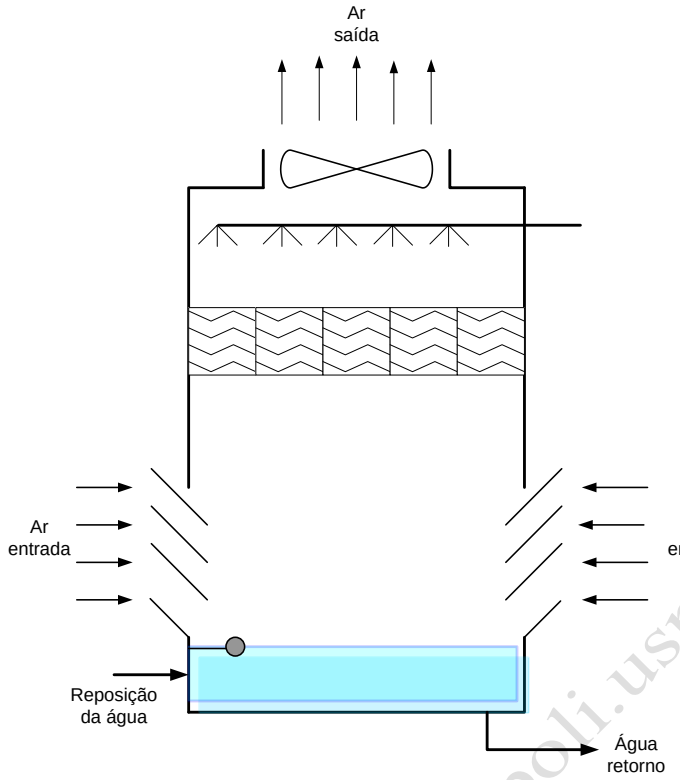


Fig. 13- Esquema de uma torre de resfriamento de contra-corrente

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

3.5 – Torres de resfriamento de fluxo de contra-corrente

Existem diversas configurações de torres de contra-corrente, ou contra-fluxo. A característica distinta destes equipamentos é que o fluxo de água é descendente em direção oposta ao do fluxo ascendente de ar. Estes são os modelos comerciais mais difundidos. Como visto, no Figura 13 há o esquema de uma torre genérica de contra-corrente. Um fluxo de água de vazão mássica, $\dot{m}_L$, à temperatura T_{L1}, deve ser resfriado até a temperatura T_{L2}. O ventilador promove a circulação de ar no sentido ascendente.

Devido ao contato entre o ar e a água, a umidade do ar aumenta em virtude da evaporação da água aquecida, a qual vai sendo resfriada no seu percurso descendente. Vazão mássica de ar, $\dot{m}_a$, circula pela torre, sendo que na entrada tem propriedades indicadas pelo índice "1"; na saída as propriedades são indicadas pelo índice "2".

O fluxo de massa de água evaporada é pequeno quando comparado com o fluxo total de água de processo. Isto permite que se considere que a vazão de água permaneça constante ao longo da torre. De uma análise mais detalhada (Simões-Moreira, 1999), pode-se mostrar que:

$$NUT = \frac{h_c A}{C_{pu}}. \qquad (24)$$

Onde *NUT* é o *número de unidades de transferência*. Esta grandeza é aproximadamente constante para uma dada torre de resfriamento. Como se depreende da sua definição, ela depende da geometria de contato ar-água e das características do escoamento (regime, velocidade, etc...), medida pelo coeficiente de transferência de calor h_c.

A área total de contato superficial, *A*, inclui não só a interface filme de líquido-ar, mas também as superfícies das gotas presentes. C_{pu} é o calor específico do ar úmido. Um valor elevado do *NUT* indica que a temperatura da água de saída se aproxima da *TBU* do ar de admissão.

A análise da Equação (24) é normalmente realizada com o auxílio de um gráfico Entalpia ×Temperatura como o da Figura 14. As duas curvas da figura representam a entalpia do ar saturado junto ao filme de água (superior) e a entalpia do ar que circula pela torre (inferior) como função da temperatura. A água entra no topo da torre a T_{L1} e deixa o dispositivo a T_{L2}.

Nessas condições, as entalpias do ar saturado em contato com o filme de água junto à entrada e à saída são, na ordem, h_{s1} e h_{s2}, como ilustrado na curva superior do gráfico. A entalpia do ar de entrada é h_1 e h_2 é a entalpia do ar na saída, como representado pela curva inferior.

Uma hipótese importante para que se possa integrar a Equação (24) é que a água deixa o equipamento à temperatura de entrada do ar e que o ar deixa a torre com a temperatura de entrada da água, que é o que está representado na figura. A curva inferior é aproximadamente uma reta e isto pode ser facilmente demonstrado a partir da Equação (24), que pode ser escrita como:

$$\frac{dh}{dT_L} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_a} c_L \cong const. \qquad (25)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Como o calor específico da água é aproximadamente constante e a razão entre as vazões mássicas são invariantes para uma dada condição de operação, a curva de operação do ar é uma reta.

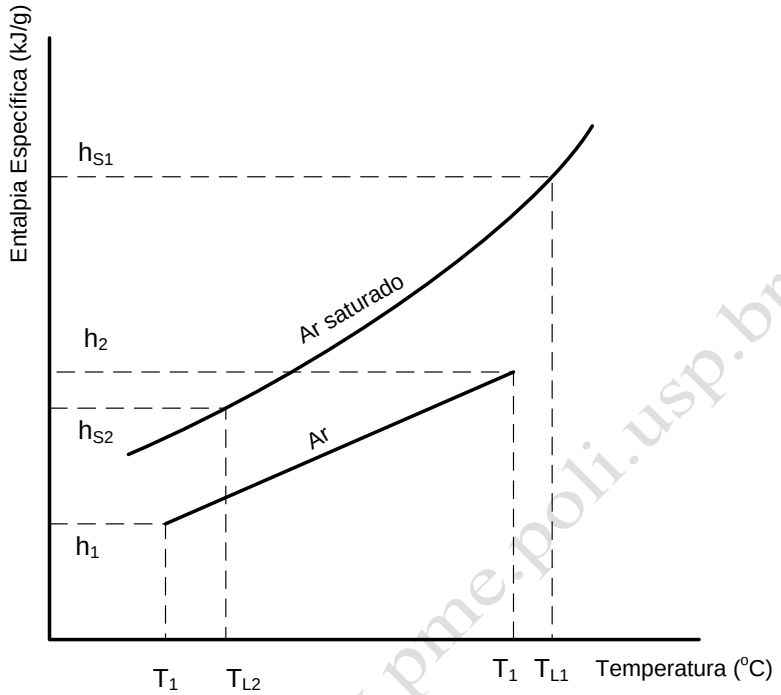


Fig. 14 – Variação das entalpias dos fluxos de ar e ar saturado (temperatura da água)

O problema seguinte agora é integrar a equaçãocitada para se obter o NUT da torre, mas este assunto foge ao escopo deste curso. É conveniente saber que o NUT de uma torre é uma grandeza que indica a "capacidade" da torre remover calor e o seu desempenho.

A Figura 15 ilustra tipicamente os estados termodinâmicos do ar úmido na medida em que ele atravessa a torre de resfriamento de fluxo cruzado no diagrama psicrométrico. Note que o ar úmido saturado junto à água percorre a curva de saturação do diagrama, como é óbvio. Note que a linha do ar úmidoestá sempre "apontando" para a linha de saturação correspondente à temperatura da água naquela seção.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

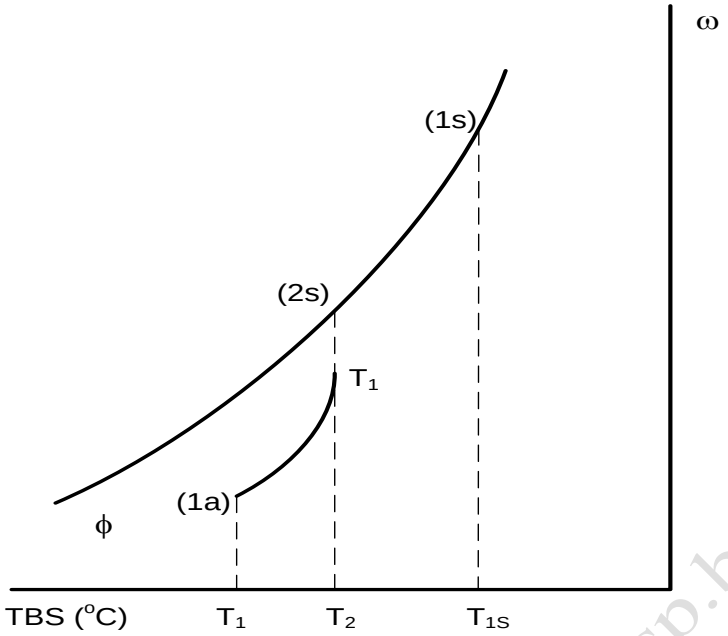


Fig. 15 - Estados termodinâmicos do ar úmido em através de uma torre de resfriamento de contra corrente no diagrama psicrométrico

O desempenho térmico das torres depende sobretudo da temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico. É costume definir o rebaixamento total da temperatura da água por faixa de temperatura (*range*). A diferença entre a temperatura da água que deixa a torre e a temperatura de bulbo úmido do ar que entra na torre é definida como temperatura de aproximação (*aproach*). Menores temperaturas de aproximação são obtidas nas torres maiores, em geral.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

3.6 – Torres de resfriamento de fluxo cruzado

As torres de contra-corrente são as mais usadas comercialmente, entretanto, existem situações em que devido ao pouco espaço disponível e outras razões construtivas e arquitetônicas, as torres de fluxo cruzado são mais adequadas devido a sua menor altura. Nesta configuração de torre, a água entra na parte superior (Figura 16) e a deixa na parte inferior, tal como ocorre na torre de contra corrente. A diferença entre as duas configurações se dá no escoamento do ar que é horizontal no tipo de fluxo cruzado.

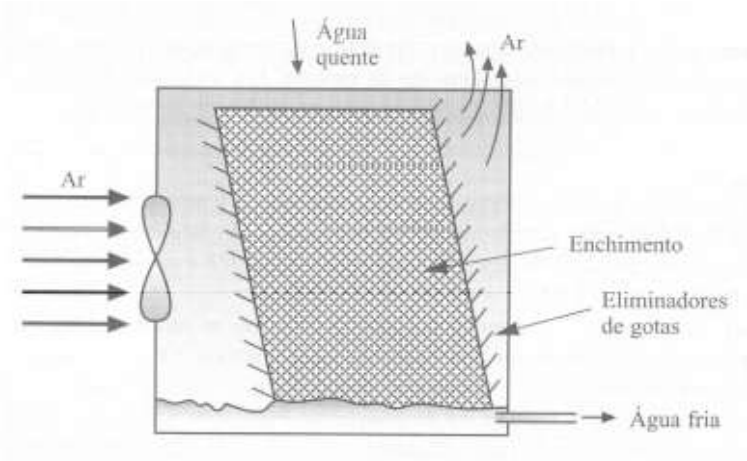


Fig. 16 - Ilustração de uma torre de resfriamento de fluxo cruzado

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

MÓDULO6 – NOÇÕES DE COMBUSTÃO

APRESENTAÇÃO

Neste módulo estudaremos os princípios da combustão, os conceitos fundamentais associados à combustão bem como os tipos de combustão e propriedades dos combustíveis e suas aplicações.

www.pme.poli.usp.br/sisea
Prof. Sima

UNIDADE 1 – Princípios de Combustão

a) Combustão é a reação química rápida de um comburente, normalmente o gás oxigênio, com um combustível, tendo por resultado a produção do calor.

b) A combustão é realizada misturando o combustível e o comburente (oxigênio puro ou presente no ar atmosférico) a temperaturas elevadas. O ar proporciona o oxigênio, que se une quimicamente ao carbono (no caso de combustíveis hidrocarbonetos), hidrogênio, e alguns elementos menores no combustível para produzir o calor.

c) Transforma a energia contida nas ligações químicas em energia Interna e calor.

Fig. 1 – Transformação da Energia

1.1 - Tipos de Combustão

a) **Combustão Completa** (com excesso de ar) – caracteriza-se pela combustão completa do combustível e presença de oxigênio nos produtos de combustão.

b) **Combustão Incompleta** (com falta de ar) – nesse caso, há deficiência de comburente (oxigênio) e, portanto, ocorre a formação de fuligem (carbono que não reagiu) e monóxido de carbono, entre outros.

c) **Combustão Perfeita** (estequiométrica) – é a combustão em que existe a quantidade exata de comburente para reagir com o combustível.

1.2 - Estequiometria

a) **Mistura Estequiométrica -** Quantidade exata de oxidante (O_2) para a reação química completa do combustível.

b) **Mistura Rica -** Menos ar que o necessário. Há, portanto, excesso de combustível, ou deficiência de ar. Causa a combustão incompleta.

c) **Mistura Pobre -** Mais ar que o necessário. Há, portanto, deficiência de combustível ou excesso de ar. Causa a combustão completa, porém com presença de oxigênio nos produtos de combustão. Na prática, é preciso um pouco de excesso de oxigênio para que a reação completa ocorra.

d) **Balanço Estequiométrico –** Átomos se conservam nas reações de combustão.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Para o caso da combustão completa de hidrocarbonetos sem dissociação, isto é, combustíveis formados apenas por átomos de carbono *C* e de hidrogênio *H* haverá a formação de dióxido de carbono CO_2 e vapor de água H_2O nos produtos de combustão.

- Equação de Combustão Estequiométrica
  - Para um combustível hidrocarboneto qualquer dado por C_xH_y:

$$C_xH_y + a(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow xCO_2 + (y/2)H_2O + 3{,}76aN_2 \quad (1)$$

$$a = x + y/4$$

- Balanço de *O*:

  Composição do ar: 21% vol. O_2, 79% vol. N_2 atmosférico (inclui 1% de outros gases);

  a é o coeficiente estequiométrico.

- Estequiometria

  - Razão *ar/combustível* estequiométrica – essa grandeza indica a massa de ar presente na combustão e a massa de combustível presente considerando que ocorra uma reação estequiométrica, isto é:

$$(A/F)_{stq} = \left(\frac{m_{ar}}{m_{comb}}\right)_{stq} = \frac{4{,}76a}{1}\frac{M_{ar}}{M_{comb}}$$

$$\begin{aligned} CH_4 + Ar &\rightarrow 17{,}11 \\ H_2 + O_2 &\rightarrow 8{,}0 \\ C_{(s)} + Ar &\rightarrow 11{,}4 \end{aligned} \qquad (2)$$

onde, *M* é a massa molecular.

- Razão de Equivalência Φ – é o quociente entre a razão ar/combustível estequiométrica e a razão ar/combustível real.

$$\Phi = \frac{(A/F)_{stq}}{(A/F)_{real}} = \frac{(F/A)_{real}}{(F/A)_{stq}} \qquad (3)$$

Evidentemente que:

Φ < 1: mistura pobre (mais ar)

Φ = 1: mistura estequiométrica

Φ > 1: mistura rica (menos ar)

Excesso de Ar – define-se excesso de ar como:

$$\%\ \text{excesso de ar} = \frac{(1-\Phi)}{\Phi}\cdot 100\% \qquad (4)$$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

- Combustão Completa com excesso de ar

O diagrama a seguir (Figura 1) ilustra o processo de combustão de um combustível formado por carbono, hidrogênio e enxofre (incluído para generalizar a análise). Estão indicados o ar estequiométrico e o excesso de ar.

Calor é gerado na reação de combustão, sendo que parte desse calor é perdido gerando as "perdas de calor". Os produtos de combustão indicados mostram as reações completas com o oxigênio.

Note que o gás nitrogênio passa inerte no processo. Somente em altas temperaturas é que o gás nitrogênio vai reagir, formando os óxidos de nitrogênio, que devem ser evitados. O excesso de oxigênio sai junto com os produtos de combustão.

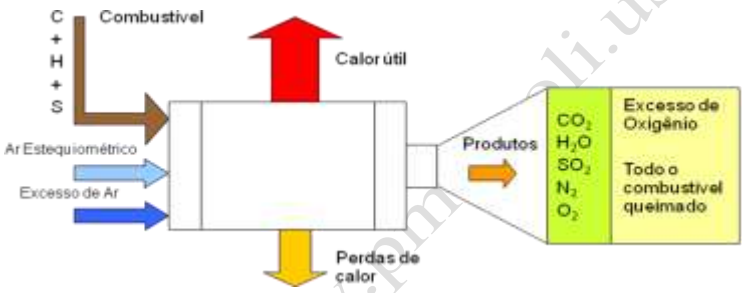


Fig. 1 - Processo de combustão de um combustível formado por carbono, hidrogênio e enxofre

- Combustão Incompleta com falta de ar

No diagrama (Figura 2) há a indicação do caso em que há deficiência de oxigênio. Note que as reações com o carbono, hidrogênio e enxofre se dão de forma incompleta. Parte do combustível também não reage e há a formação de fuligem (C).

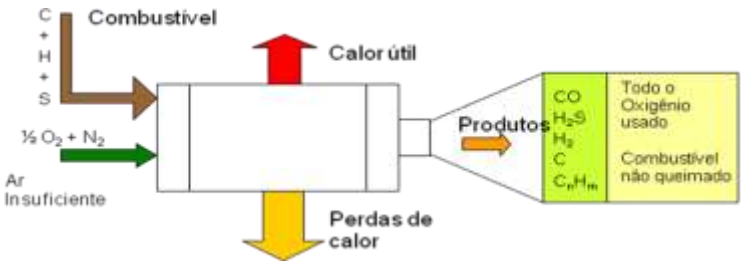


Fig. 2 – Processo de combustão com deficiência de oxigênio

Prof. Simões - www.pmecali.usp.br/sisea

- Combustão Perfeita Estequiométrica

A Figura 3 está indicando o caso ideal de combustão completa. Não há a presença de oxigênio nos produtos de combustão.

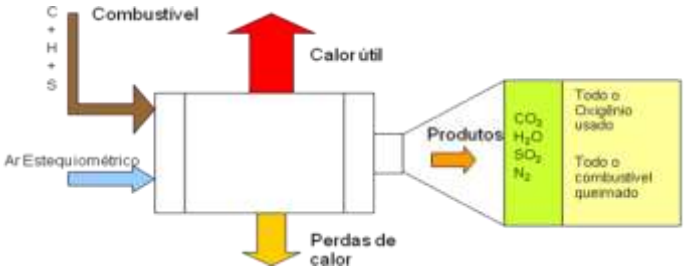


Fig. 3 - Processo ideal de combustão (completa)

- Combustão Imperfeita com excesso de ar

Em algumas situações industriais, mesmo tendo sido garantido que ocorre excesso de oxigênio, a combustão completa não vai ocorrer. Isso se dá em virtude de problemas com os equipamentos de combustão e injetores de combustível, conforme se vê na Figura 4.

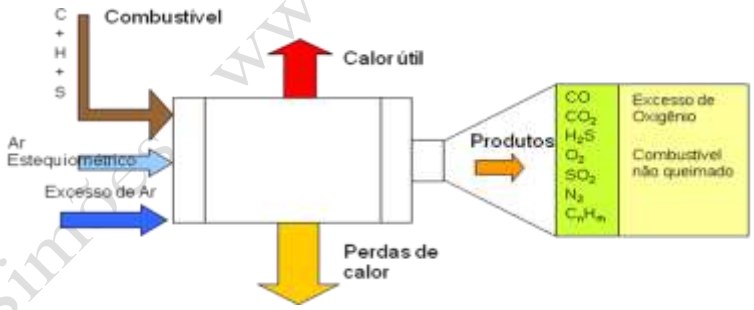


Fig. 4 – Processo de combustão com excesso de oxigênio

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

UNIDADE 2 – Propriedades dos combustíveis - Conceitos básicos dos combustíveis e sua combustão

a) Poder Calorífico

b) Limite de Inflamabilidade

c) Velocidade de Chama

d) Temperatura de Chama

e) Temperatura mínima de Auto–ignição

2.1 - Poder Calorífico

É a quantidade de energia interna contida no combustível, sendo que quanto mais alto for o poder calorífico, maior a energia contida.

Poder Calorífico Superior (PCS) é a quantidade de calor produzido por 1kg de combustível, quando este entra em combustão, em excesso de ar, e os produtos de combustão são resfriados de modo que o vapor de água neles seja condensado.

Poder Calorífico Inferior (PCI) é a quantidade de calor que pode produzir 1kg de combustível, quando este entra em combustão com excesso de ar e os produtos de combustão são resfriados até o ponto de ebulição da água, evitando assim que a água contida na combustão seja condensada.

- Razão Carbono – Hidrogênio

  A tabela 7do apêndice mostra alguns dados relevantes sobre a razão de número de átomos de carbono por número de átomos de hidrogênio para vários combustíveis, bem como seu estado físico nas condições ambientes.

  Existe uma relação direta entre o poder calorífico inferior dos combustíveis hidrocarbonetos como função da razão do número de átomos de carbono por átomos de hidrogênio (C/H), como indicado na Figura 5. (Tabela 8 do apêndice).

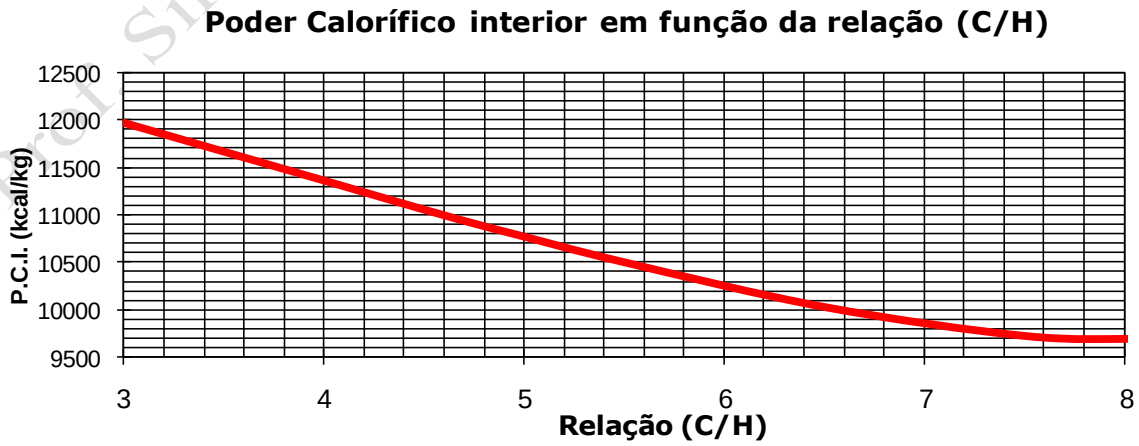


Fig. 5 – Poder calorífico inferior em função da relação (C/H)

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

2.2 - Limites de Inflamabilidade

Para que ocorra a combustão de um gás ouvapor é necessário que exista certas quantidades de ar (oxigênio) e combustível, além de uma fonte de ignição. Existem duas situações em que a combustão não vai ocorrer: o Limite Inferior de Inflamabilidade (ou explosividade) (LII) e o Limite Superior de Inflamabilidade (LSI).

O LII indicao caso em que existe pouco combustível e muito ar (ou oxigênio) de forma que a mistura é pobre. Mesmo na presença de uma fonte de ignição não ocorrerá a combustão. Trata-se, portanto, de uma concentração mínima de combustível misturado no ar atmosférico necessária para dar início à combustão, garantida a presença de uma fonte de ignição.

O outro limite, o LSI, indica maior concentração de combustível presente no ar atmosférico (oxigênio) que, na presença de uma fonte de ignição, fará com que ocorra a combustão. Trata-se do caso de uma mistura rica.

Assim, a combustão de um gás ou vapor combustível só vai ocorrer se a concentração estiver entre esses dois limites que também é chamada de mistura ideal para a combustão. Alguns dados desses limites estão indicados na tabela 9 doapêndice.

A tabela 9 do apêndice indica os limites inferiores de inflamabilidade (LII) e os superiores (LSI) tendo como comburente o ar atmosférico e o oxigênio puro. Os dados são para diversos gases e vapores combustíveis.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

2.3 - Velocidade de Chama

É uma característica muito importante para o projeto dos bocais dos queimadores. Enquanto as velocidades de saída das misturas ar-gás ou oxigênio-gás nos bocais tendem a expulsar a chama para fora do queimador, a velocidade da chama se desloca no sentido contrário, dirigindo-se ao bocal do queimador. Enquanto houver equilíbrio entre estas velocidades, a chama se manterá estável, definindo assim a faixa de potências térmicas de cada queimador.

O projeto dos bocais dos queimadores inclui dispositivos para manter a chama estável em uma ampla faixa de potências térmicas e respectivas velocidades de saída das misturas ar-gás ou oxigênio-gás.

Velocidade da chama

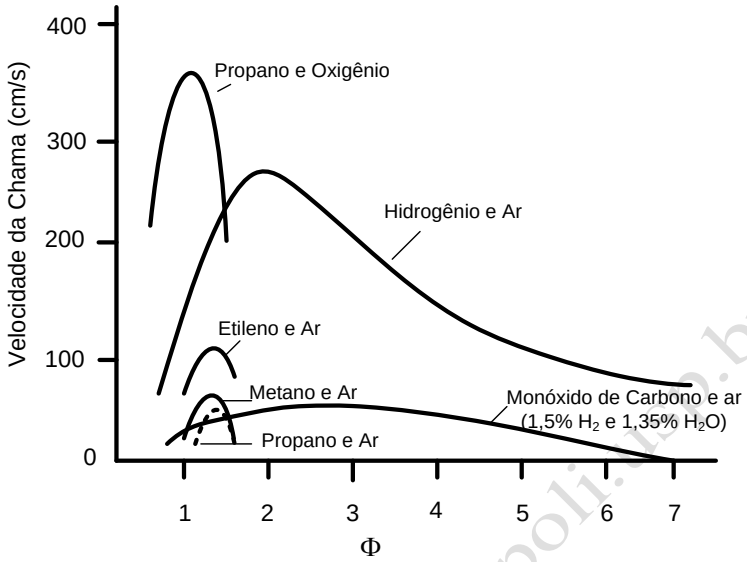


Fig. 6 - Velocidade da chama X Razão de equivalência

A tabela 10 indica alguns dados de velocidade de chama para diversos combustíveis para reação com ar atmosférico e com oxigênio.

2.4 - Temperatura Adiabática de Chama

A temperatura adiabática de chama é aquela que seria atingida na condição hipotética em que a combustão ocorreria em um sistema termicamente isolado, sendo todo o calor liberado pela queima utilizado no aquecimento dos produtos da combustão.

Na realidade, as temperaturas efetivas da chama são inferiores às respectivas temperaturas adiabáticas,pois a partir do momento em que a chama se estabelece, inicia-se um processo de troca de calor da chama com o meio onde ela se propaga, fazendo com que apenas parte do calor liberado seja utilizado para o aquecimento dos produtos da combustão.

A máxima temperatura adiabática de chama para um dado combustível ocorre quando a combustão é estequiométrica, como indicado na Figura 7.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

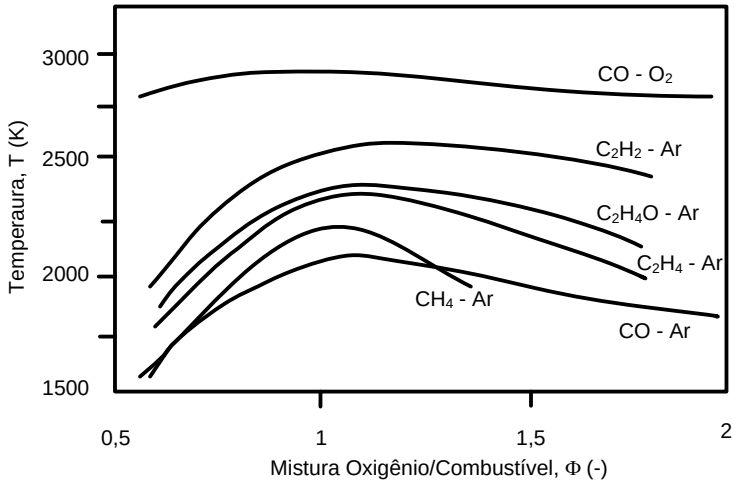


Fig. 7 - Temperatura da chama X mistura de oxigênio - combustível

A tabela 11 apresenta alguns dados de temperatura adiabática de chama de vários combustíveis em reação estequiométrica com o ar atmosférico.

2.5 - Temperatura mínima de Auto-Ignição

É uma temperatura limite, a partir da qual uma mistura de um gás combustível e um comburente se inflama espontaneamente, quer dizer, sem a presença de uma chama piloto ou centelha.

Essa temperatura é muito importante para o estabelecimento das condições de proteção contra a falta de chama no interior de câmaras de combustão. As normas da ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas – estabelecem a temperatura de 750 ºC nas superfícies internas da câmara de trabalho como fronteira entre os processos de baixa e alta temperatura. Nos processos acima de 750 ºC, estando garantida a auto-ignição da mistura ar-gás com alguma margem de segurança, as exigências aos sistemas de proteção contra falta de chama são menos intensas.

A tabela 12 apresenta alguns dados de temperatura mínima de auto-ignição para vários combustíveis em **reação** com o ar atmosférico e com o oxigênio.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

2.6 - Temperatura de fulgor

É a temperatura a partir da qual os vapores liberados por um combustível líquido ou sólido, em contato com ar atmosférico, são suficientes para que se propague uma chama, iniciada por uma fonte de ignição. A temperatura de fulgor é importante do ponto de vista de segurança de armazenamento e manipulação dos combustíveis.

A seguir, algumas definições da Norma Regulamentadora NR – 20 com relação à classificação de combustíveis líquidos.

- A NR-20define "líquido combustível" como todo aquele que possua ponto de fulgor igual ou superior a 70ºC e inferior a 93,3ºC. Estes são os líquidos combustíveis da classe III.

- A NR 20 define como "líquido inflamável" todo aquele que possua ponto de fulgor inferior a 70ºC e pressão de vapor que não exceda a 2,8 kgf/cm^2 absoluta a 37,7ºC. Quando o líquido inflamável tem o ponto de fulgor abaixo de 37,7ºC, ele se classifica como líquido combustível de Classe I. Quando o líquido inflamável tem o ponto de fulgor superior a 37.7ºC e inferior a 70ºC, ele se classifica como líquido combustível de Classe II.

Prof. Simões - www.pne.poliusp.br/sisea

Apêndice

Tabela 1:

Tabela de Conversão de unidades de diversos sistemas para o SI

Grandeza	Converter de	Para	Multiplique por
comprimento	ft	cm	30,48
	in	cm	2,54
	mile	km	1,609
área	ft^2	m^2	$9,294\times10^{-2}$
	in^2	cm^2	6,452
volume	ft^3	m^3	$2,832\times10^{-2}$
	in^3	cm^3	16,3871
massa	lbm	kg	0,4536
velocidade	miles/hr	km/h	1,609
	ft/s	cm/s	30,48
densidade	lbm/ft^3	kg/m^3	16,0186
	lbm/in^3	g/cm^3	27,6802
força	kgf	N (newton)	9,807
	lbf	N	4,448
energia	cal	J (joule)	4,186
	BTU	kJ	1,055
	ft.lbf	J	1,356
	kWh	J	$3,60\times10^6$
energia específica	cal/g	J/g	4,1864
	kcal/kg	kJ/kg	4,186
	Btu/lbm	kJ/kg	2,3258
	ft.lbf/lbm	kJ/kg	2,9894
potência	W	J/s	1
	HP	kW (kJ/s)	0,7457
	ft.lbf/s	kW (kJ/s)	$1,356\times10^{-3}$
	Btu/s	W (kJ/s)	1,055
	TR	KW(kJ/s)	3,517
pressão	N/m^2	Pa (pascal)	1
	atm	kPa	101,325
	mm Hg	kPa	0,13332
	in Hg	kPa	3,3864
	lbf/in^2	kPa	6,8944
	mca	kPa	9,8062

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Tabela 2:

Tabela de Propriedades termodinâmicas para vários gases e vapores (300 K)

Substância	Fórmula química	Massa molecular (kg/kmol)	Constante particular (kJ/kg K)	Calor específico a pressão constante (kJ/kg K)	Temp.Crítica (K)	Pressãocrítica(MPa)
ar seco	-	28,9645	0,2870	1,006	-	-
Argônio	Ar	39,948	0,2081	0,520	150,7	4,86
dióxido de carbono	CO_2	44,01	0,1889	0,842	304,2	7,38
etano	C_2H_6	30,07	3,6166	1,766	305,9	5,01
hélio	He	4,003	2,0769	5,193	5,20	0,228
hidrogênio	H_2	2,016	4,1240	14,209	32,94	1,28
isobutano	C_4H_{10}	58,12	0,1431	1,706	409,1	3,68
metano	CH_4	16,04	0,5184	2,254	190,6	4,60
monóxido de carbono	CO	28,01	0,2968	1,041	132,9	3,50
nitrogênio	N_2	28,013	0,2968	1,042	126,2	3,4
normal butano	C_4H_{10}	58,12	0,1431	1,716	424,0	3,72
oxigênio	O_2	31,999	0,2598	0,923	154,6	5,04
pentano	C_5H_{12}	72,15	0,1152	2,324	467,0	3,24
vapor de água	H_2O	18,01534	0,4615	1,805	647,3	22,1

Tabela 3:

Tabela de Coeficientes para o cálculo do calor específico a pressão constante como função da temperatura para alguns gases (Reid, 1987)

Substância	Massa molecular	*a*	*b*	*c*	*d*
Argônio	39,948	20,8002	$-3,211\times10^{-5}$	$5,166\times10^{-8}$	0
dióxido de carbono	28,01	30,8634	$-1,285\times10^{-2}$	$2,789\times10^{-5}$	$-1,271\times10^{-8}$
hidrogênio	44,01	19,7914	$7,342\times10^{-2}$	$-5,601\times10^{-5}$	$1,715\times10^{-8}$
monóxido de carbono	2,016	27,1378	$9,272\times10^{-3}$	$-1,381\times10^{-5}$	$7,644\times10^{-9}$
nitrogênio	28,013	31,1438	$-1,356\times10^{-2}$	$2,679\times10^{-5}$	$-1,168\times10^{-8}$
oxigênio	31,999	28,1006	$-3,679\times10^{-6}$	$1,746\times10^{-5}$	$-1,065\times10^{-8}$
vapor de água	18,01534	32,2364	$1,923\times10^{-3}$	$1,055\times10^{-5}$	$-3,596\times10^{-9}$

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Tabela 4:

Tabela deValores da razão entre calores específicos (300k)

Substância	*k*
ar seco	1,40
Argônio	1,67
dióxido de carbono	1,29
metano	1,30
nitrogênio	1,40
oxigênio	1,39
vapor de água	1,33

Tabela 5:

Tabela de Faixa de emissões de turbinas a gás

Gas Turbine Emissions and Control

Major Species	Typical Concentration (% Volume)	Source
Nitrogen (N_2)	66 - 72	Inlet Air
Oxygen (O_2)	12 - 18	Inlet Air
Carbon Dioxide (CO_2)	1 - 5	Oxidation of Fuel Carbon
Water Vapor (H_2O)	1 - 5	Oxidation of Fuel Hydrogen
Minor Species Pollutants	**Typical Concentration (PPMV)**	**Source**
Nitric Oxide (NO)	20 - 220	Oxidation of Atmosphere Nitrogen
Nitrogen Dioxide (NO_2)	2 - 20	Oxidation of Fuel-Bound Organic Nitrogen
Carbon Monoxide (CO)	5 - 330	Incomplete Oxidation of Fuel Carbon
Sulfur Dioxide (SO_2)	Trace - 100	Oxidation of Fuel-Bound Organic Sulfur
Sulfur Trioxide (SO_3)	Trace - 4	Oxidation of Fuel-Bound Organic Sulfur
Unburned Hydrocarbons (UHC)	5 - 300	Incomplete Oxidation of Fuel or Intermediates
Particulate Matter Smoke	Trace - 25	Inlet Ingestion, Fuel Ash, Hot-Gas-Path Attrition, Incomplete Oxidation of Fuel or Intermediates

Table 1. Gas turbine exhaust emissions burning conventional fuels

Fonte: relatório da GE - GER-4211

i.usp.br/sisea

Tabela 6:

Tabela de Estimativa de Custos

Table 3. Estimated Capital Costs for Typical Gas Turbine-Based CHP Systems ($000s)[13]

Cost Component	System 1	System 2	System 3	System 4	System 5
Nominal Turbine Capacity (MW)	1	5	10	25	40
Equipment (Thousands of $)					
Turbine Genset	$675	$1,800	$4,000	$11,500	$15,800
Heat Recovery Steam Generators	$250	$450	$590	$1,020	$1,655
Water Treatment System	$30	$100	$150	$200	$225
Electrical Equipment	$150	$375	$625	$990	$1,500
Other Equipment	$145	$315	$575	$1,150	$1,875
Total Equipment	$1,250	$3,040	$5,940	$14,860	$21,055
Materials	$144	$346	$689	$1,490	$2,054
Labor	$348	$879	$1,752	$3,715	$4,723
Total Process Capital	$1,742	$4,265	$8,381	$20,065	$27,832
Project/Construction Management	$125	$304	$594	$1,486	$2,105
Engineering	$63	$153	$260	$537	$672
Project Contingency	$87	$215	$419	$1,005	$1,392
Project Financing	$129	$316	$618	$1,483	$2,048
Total Plant Cost	$2,146	$5,253	$10,272	$24,576	$34,049
Actual Turbine Capacity (kW)	1,210	5,200	10,600	28,600	43,400
Total Plant Cost per net kW ($)	$1,781	$1,010	$969	$859	$785

[13] Combustion turbine costs are based on published specifications and package prices. The total installed cost estimation is based in part on the use of a proprietary cost and performance model – SOAPP-CT.25 – (for state-of-the-art power plant, combustion turbine). The model output was adjusted based on Energy Nexus Group engineering judgment and experience and input from vendors and packagers. Actual costs can vary widely and are affected by site requirements and conditions, regional price variations, and environmental and other local permitting requirements.

Table 4. Gas Turbine Non-Fuel O&M Costs (Year 2000)

O&M Costs[14]	System 1	System 2	System 3	System 4	System 5
Electricity Capacity, kW	1,000	5,000	10,000	25,000	40,000
Variable (service contract), $/kWh	0.0045	0.0045	0.0045	0.0040	0.0035
Variable (consumables), $/kWh	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Fixed, $/kW-yr	40	10	7.5	6	5
Fixed, $/kWh @ 8,000 hrs/yr	0.0050	0.0013	0.0009	0.0008	0.0006
Total O&M Costs, $/kWh	0.0096	0.0059	0.0055	0.0049	0.0042

Nota: *estes custos incluem um sistema de cogeração de vapor. Basicamente uma caldeira de recuperação (HRSG).*

Tabela 7:

Tabela de Razão Carbono – Hidrogênio

Combustível	Razão C/H	Estado físico
Metano	3	Gás
Etano	4	Gás
Propano	4,5	Gás / líquido
Butano	4,8	Líquido / Gás
Pentano (Gasolinas)	5	Líquido
Diesel	5,8	Líquido
Petróleo Residual	8	Semi sólido
Carvão	>10	Semi sólido

Tabela 8:

Tabela dePoderes Caloríficos dos Gases

GÁS	kJ/Nm³		kJ/kg	
	PCS	PCI	PCS	PCI
Metano	39900	35890	55600	50000
Etano	69900	64000	51900	47500
Propano	101300	93200	50400	46400
n-Butano	133600	123100	49500	45760
G.N. de Campos	42100	38000	67850	61300
G.N. de Santos	**44750**	**40500**	**66800**	**60500**
G.N. da Bolívia	41700	37650	69100	62400
GLP (médio)	**117200**	**107900**	**49900**	**46000**

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Tabela 9:

Tabela de Limites de inflamabilidade

A tabela indica os limites inferior (LII) e o superior (LSI) de inflamabilidade, tendo como o comburente o ar atmosférico e o oxigênio puro. Os dados são para diversos gases e vapores combustíveis.

Gás	**Comburente**			
	Ar		**Oxigênio**	
Limites >>	**LII (%)**	**LSI (%)**	**LII (%)**	**LSI (%)**
Metano (CH_4)	5,0	15,0	5,0	60,0
Etileno (C_2H_4)	2,7	36,0	2,9	80,0
Etano (C_2H_6)	3,0	12,4	3,0	66,0
Propano (C_3H_8)	2,8	9,5	2,3	45,0
iso butano(C_4H_{10})	1,8	8,4	1,8	40,0
n butano(C_4H_{10})	1,9	8,4	1,8	40,0
n pentano (C_5H_{12})	1,4	7,8	--	--

LII – Limite inferior de inflamabilidade
LSI - Limite superior de inflamabilidade

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Tabela 10:

Tabela deVelocidades de chama

Gás	Comburente	
	Ar	Oxigênio
	(cm/seg)	(cm/seg)
Metano (CH_4)	40	390
Propano (C_3H_8)	45	330
Butano(C_4H_{10})	35	330
Acetileno (C_2H_2)	146	760
Hidrogênio (H_2)	266	1435

Velocidade de Chama para a combustão com ar a 1 atm.

Tabela 11:

Tabela deTemperatura Adiabática de chama

Para combustão estequiométrica com ar(79% N_2, 21% O_2)	
Gás	**T_{ad}(K)**
Metano (CH_4)	2226
Propano (C_3H_8)	2267
Butano(C_4H_{10})	2270
Acetileno (C_2H_2)	2539

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Tabela 12:

TabeladeTemperatura mínima de Auto-Ignição

Gás	Comburente	
	Ar (°C)	**Oxigênio (°C)**
Metano (CH_4)	580	555
Propano (C_3H_8)	480	470
Butano(C_4H_{10})	420	285
Etano(C_2H_6)	515	--
Acetileno (C_2H_2)	305	296

A pressão atmosférica.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

Tabela 13:

Tabela de Água saturada em função da Temperatura

		Volume específico m^3/kg		Energia interna kJ/kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg K		
Temp. °C T	Pressão kPa p	Líquido sat. v_l	Vapor sat. v_v	Líquido sat. u_l	Evap. u_{lv}	Vapor sat. u_v	Líquido sat. h_l	Evap. h_{lv}	Vapor sat. h_v	Líquido sat. s_l	Evap. s_{lv}	Vapor sat. s_v
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,3	2375,3	0,00	2501,3	2501,3	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,3	2382,2	20,98	2489,6	2510,5	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,2	2389,2	41,99	2477,7	2519,7	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,7051	0,001001	77,925	62,98	2333,1	2396,0	62,98	2465,9	2528,9	0,2245	9,5569	8,7813
20	**2,3385**	**0,001002**	**57,790**	**83,94**	**2319,0**	**2402,9**	**83,94**	**2454,1**	**2538,1**	**0,2966**	**8,3706**	**8,6671**
25	3,1691	0,001003	43,359	104,86	2304,9	2409,8	104,87	2442,3	2547,2	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,2461	0,001004	32,893	125,77	2290,8	2416,6	125,77	2430,5	2556,2	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,6280	0,001006	25,216	146,65	2276,7	2423,4	146,66	2418,6	2565,3	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,3837	0,001008	19,523	167,53	2262,6	2430,1	167,54	2406,7	2574,3	0,5724	7,6845	8,2569
45	**9,5934**	**0,001010**	**15,258**	**188,41**	**2248,4**	**2436,8**	**188,42**	**2394,8**	**2583,2**	**0,6386**	**7,5261**	**8,1647**
50	12,350	0,001012	12,032	209,30	2234,2	2443,5	209,31	2382,7	2592,1	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,568	230,19	2219,9	2450,1	230,20	2370,7	2600,9	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,671	251,09	2205,5	2456,6	251,11	2358,5	2609,6	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,033	0,001020	6,197	272,00	2191,1	2463,1	272,03	2346,2	2618,2	0,8934	6,9375	7,8309
70	**31,188**	**0,001023**	**5,042**	**292,93**	**2176,6**	**2469,5**	**292,96**	**2333,8**	**2626,8**	**0,9548**	**6,8004**	**7,7552**
75	38,578	0,001026	4,131	313,87	2162,0	2475,9	313,91	2321,4	2635,3	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,390	0,001029	3,407	334,84	2147,4	2482,2	334,88	2308,8	2643,7	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,834	0,001032	2,828	355,82	2132,6	2488,4	355,88	2296,0	2651,9	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,139	0,001036	2,361	376,82	2117,7	2494,5	376,90	2283,2	2660,1	1,1924	6,2866	7,4790
95	**84,554**	**0,001040**	**1,982**	**397,86**	**2102,7**	**2500,6**	**397,94**	**2270,2**	**2668,1**	**1,2500**	**6,1659**	**7,4158**
	MPa											
100	0,10135	0,001044	1,6729	418,91	2087,6	2506,5	419,02	2257,0	2676,0	1,3068	6,0480	7,3548
105	0,12082	0,001047	1,4194	440,00	2072,3	2512,3	440,13	2243,7	2683,8	1,3629	5,9328	7,2958
110	0,14328	0,001052	1,2102	461,12	2057,0	2518,1	461,27	2230,2	2691,5	1,4184	5,8202	7,2386
115	0,16906	0,001056	1,0366	482,28	2041,4	2523,7	482,46	2216,5	2699,0	1,4733	5,7100	7,1832
120	**0,19853**	**0,001060**	**0,8919**	**503,48**	**2025,8**	**2529,2**	**503,69**	**2202,6**	**2706,3**	**1,5275**	**5,6020**	**7,1295**
125	0,2321	0,001065	0,77059	524,72	2009,9	2534,6	524,96	2188,5	2713,5	1,5812	5,4962	7,0774
130	0,2701	0,001070	0,66850	546,00	1993,9	2539,9	546,29	2174,2	2720,5	1,6343	5,3925	7,0269
135	0,3130	0,001075	0,58217	567,34	1977,7	2545,0	567,67	2159,6	2727,3	1,6869	5,2907	6,9777
140	0,3613	0,001080	0,50885	588,72	1961,3	2550,0	589,11	2144,8	2733,9	1,7390	5,1908	6,9298
145	**0,4154**	**0,001085**	**0,44632**	**610,16**	**1944,7**	**2554,9**	**610,61**	**2129,6**	**2740,3**	**1,7906**	**5,0926**	**6,8832**
150	0,4759	0,001090	0,39278	631,66	1927,9	2559,5	632,18	2114,3	2746,4	1,8417	4,9960	6,8378
155	0,5431	0,001096	0,34676	653,23	1910,8	2564,0	653,82	2098,6	2752,4	1,8924	4,9010	6,7934

Tabela 13: Água saturada em função da Temperatura (continuação)

		Volume específico m³/kg		Energia interna kJ/kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg K		
Temp. °C T	Pressão MPa p	Líquido sat. v_l	Vapor sat. v_v	Líquido sat. u_l	Evap. u_{lv}	Vapor sat. u_v	Líquido sat. h_l	Evap. h_{lv}	Vapor sat. h_v	Líquido sat. s_l	Evap. s_{lv}	Vapor sat. s_v
160	0,6178	0,001102	0,30706	674,85	1893,5	2568,4	675,53	2082,6	2758,1	1,9426	4,8075	6,7501
165	0,7005	0,001108	0,27269	696,55	1876,0	2572,5	697,32	2066,2	2763,5	1,9924	4,7153	6,7078
170	0,7917	0,001114	0,24283	718,31	1858,1	2576,5	719,20	2049,5	2768,7	2,0418	4,6244	6,6663
175	0,8920	0,001121	0,21680	740,16	1840,0	2580,2	741,16	2032,4	2773,6	2,0909	4,5347	6,6256
180	**1,0022**	**0,001127**	**0,19405**	**762,08**	**1821,6**	**2583,7**	**763,21**	**2015,0**	**2778,2**	**2,1395**	**4,4461**	**6,5857**
185	1,1227	0,001134	0,17409	784,08	1802,9	2587,0	785,36	1997,1	2782,4	2,1878	4,3586	6,5464
190	1,2544	0,001141	0,15654	806,17	1783,8	2590,0	807,61	1978,8	2786,4	2,2358	4,2720	6,5078
195	1,3978	0,001149	0,14105	828,36	1764,4	2592,8	829,96	1960,0	2790,0	2,2835	4,1863	6,4697
200	1,5538	0,001156	0,12736	850,64	1744,7	2595,3	852,43	1940,7	2793,2	2,3308	4,1014	6,4322
205	**1,7230**	**0,001164**	**0,11521**	**873,02**	**1724,5**	**2597,5**	**875,03**	**1921,0**	**2796,0**	**2,3779**	**4,0172**	**6,3951**
210	1,9063	0,001173	0,10441	895,51	1703,9	2599,4	897,75	1900,7	2798,5	2,4247	3,9337	6,3584
215	2,1042	0,001181	0,09479	918,12	1682,9	2601,1	920,61	1879,9	2800,5	2,4713	3,8507	6,3221
220	2,3178	0,001190	0,08619	940,85	1661,5	2602,3	943,61	1858,5	2802,1	2,5177	3,7683	6,2860
225	2,5477	0,001199	0,07849	963,72	1639,6	2603,3	966,77	1836,5	2803,3	2,5639	3,6863	6,2502
230	**2,7949**	**0,001209**	**0,07158**	**986,72**	**1617,2**	**2603,9**	**990,10**	**1813,8**	**2803,9**	**2,6099**	**3,6047**	**6,2146**
235	3,0601	0,001219	0,06536	1009,88	1594,2	2604,1	1013,61	1790,5	2804,1	2,6557	3,5233	6,1791
240	3,3442	0,001229	0,05976	1033,19	1570,8	2603,9	1037,31	1766,5	2803,8	2,7015	3,4422	6,1436
245	3,6482	0,001240	0,05470	1056,69	1546,7	2603,4	1061,21	1741,7	2802,9	2,7471	3,3612	6,1083
250	3,9730	0,001251	0,05013	1080,37	1522,0	2602,4	1085,34	1716,2	2801,5	2,7927	3,2802	6,0729
255	**4,3195**	**0,001263**	**0,04598**	**1104,26**	**1496,7**	**2600,9**	**1109,72**	**1689,8**	**2799,5**	**2,8382**	**3,1992**	**6,0374**
260	4,6886	0,001276	0,04220	1128,37	1470,6	2599,0	1134,35	1662,5	2796,9	2,8837	3,1181	6,0018
265	5,0813	0,001289	0,03877	1152,72	1443,9	2596,6	1159,27	1634,3	2793,6	2,9293	3,0368	5,9661
270	5,4987	0,001302	0,03564	1177,33	1416,3	2593,7	1184,49	1605,2	2789,7	2,9750	2,9551	5,9301
275	5,9418	0,001317	0,03279	1202,23	1387,9	2590,2	1210,05	1574,9	2785,0	3,0208	2,8730	5,8937
280	**6,4117**	**0,001332**	**0,03017**	**1227,43**	**1358,7**	**2586,1**	**1235,97**	**1543,6**	**2779,5**	**3,0667**	**2,7903**	**5,8570**
285	6,9094	0,001348	0,02777	1252,98	1328,4	2581,4	1262,29	1511,0	2773,3	3,1129	2,7069	5,8198
290	7,4360	0,001366	0,02557	1278,89	1297,1	2576,0	1289,04	1477,1	2766,1	3,1593	2,6227	5,7821
295	7,9928	0,001384	0,02354	1305,21	1264,7	2569,9	1316,27	1441,8	2758,0	3,2061	2,5375	5,7436
300	8,5810	0,001404	0,02167	1331,97	1231,0	2563,0	1344,01	1404,9	2748,9	3,2533	2,4511	5,7044
305	**9,2018**	**0,001425**	**0,01995**	**1359,22**	**1195,9**	**2555,2**	**1372,33**	**1366,4**	**2738,7**	**3,3009**	**2,3633**	**5,6642**
310	9,8566	0,001447	0,01835	1387,03	1159,4	2546,4	1401,29	1326,0	2727,3	3,3492	2,2737	5,6229
315	10,547	0,001472	0,01687	1415,44	1121,1	2536,6	1430,97	1283,5	2714,4	3,3981	2,1821	5,5803
320	11,274	0,001499	0,01549	1444,55	1080,9	2525,5	1461,45	1238,6	2700,1	3,4479	2,0882	5,5361
330	12,845	0,001561	0,012996	1505,24	993,7	2498,9	1525,29	1140,6	2665,8	3,5506	1,8909	5,4416
340	**14,586**	**0,001638**	**0,010797**	**1570,26**	**894,3**	**2464,5**	**1594,15**	**1027,9**	**2622,0**	**3,6593**	**1,6763**	**5,3356**
350	16,514	0,001740	0,008813	1641,81	776,6	2418,4	1670,54	893,4	2563,9	3,7776	1,4336	5,2111
360	18,651	0,001892	0,006945	1725,19	626,3	2351,5	1760,48	720,5	2481,0	3,9146	1,1379	5,0525
370	21,028	0,002213	0,004926	1843,84	384,7	2228,5	1890,37	441,8	2332,1	4,1104	0,6868	4,7972
374,14	22,089	0,003155	0,003155	2029,58	0,0	2029,6	2099,26	0,0	2099,3	4,4297	0,0000	4,4297

Tabela 13a – Água saturada em função da Pressão

		Volume específico m³/kg		Energia interna kJ/kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg K		
Pressão kPa p	Temp. °C T	Líquido sat. v_l	Vapor sat. v_v	Líquido sat. u_l	Evap. u_{lv}	Vapor sat. u_v	Líquido sat. h_l	Evap. h_{lv}	Vapor sat. h_v	Líquido sat. s_l	Evap. s_{lv}	Vapor sat. s_v
0,6113	0,01	0,001000	206,132	0,00	2375,3	2375,3	0,00	2501,3	2501,3	0,0000	9,1562	9,1562
1,0	6,98	0,001000	129,208	29,29	2355,7	2385,0	29,29	2484,9	2514,2	0,1059	8,8697	8,9756
1,5	13,03	0,001001	87,980	54,70	2338,6	2393,3	54,70	2470,6	2525,3	0,1956	8,6322	8,8278
2,0	17,50	0,001001	67,004	73,41	2326,0	2399,5	73,47	2460,0	2533,5	0,2607	8,4629	8,7236
2,5	**21,08**	**0,001002**	**54,254**	**88,47**	**2315,9**	**2404,4**	**88,47**	**2451,6**	**2540,0**	**0,3120**	**8,3311**	**8,6431**
3,0	24,08	0,001003	45,665	101,03	2307,5	2408,5	101,03	2444,5	2545,5	0,3545	8,2231	8,5775
4,0	28,96	0,001004	34,800	121,44	2293,7	2415,2	121,44	2432,9	2554,4	0,4226	8,0520	8,4746
5,0	32,88	0,001005	28,193	137,79	2282,7	2420,5	137,79	2423,7	2561,4	0,4763	7,9187	8,3950
7,5	40,29	0,001008	19,238	168,76	2261,7	2430,5	168,77	2406,0	2574,8	0,5763	7,6751	8,2514
10,0	**45,81**	**0,001010**	**14,674**	**191,79**	**2246,1**	**2437,9**	**191,81**	**2392,8**	**2584,6**	**0,6492**	**7,5010**	**8,1501**
15,0	53,97	0,001014	10,022	225,90	2222,8	2448,7	225,91	2373,1	2599,1	0,7548	7,2536	8,0084
20,0	60,06	0,001017	7,649	251,35	2205,4	2456,7	251,38	2358,3	2609,7	0,8319	7,0766	7,9085
25,0	64,97	0,001020	6,204	271,88	2191,2	2463,1	271,90	2346,3	2618,2	0,8930	6,9383	7,8313
30,0	69,10	0,001022	5,229	289,18	2179,2	2468,4	289,21	2336,1	2625,3	0,9439	6,8247	7,7686
40,0	**75,87**	**0,001026**	**3,993**	**317,51**	**2159,5**	**2477,0**	**317,55**	**2319,2**	**2636,7**	**1,0258**	**6,6441**	**7,6700**
50,0	81,33	0,001030	3,240	340,42	2143,4	2483,8	340,47	2305,4	2645,9	1,0910	6,5029	7,5939
75,0	91,77	0,001037	2,217	384,29	2112,4	2496,7	384,36	2278,6	2663,0	1,2129	6,2434	7,4563
MPa												
0,100	99,62	0,001043	1,6940	417,33	2088,7	2506,1	417,44	2258,0	2675,5	1,3025	6,0568	7,3593
0,125	105,99	0,001048	1,3749	444,16	2069,3	2513,5	444,30	2241,1	2685,3	1,3739	5,9104	7,2843
0,150	111,37	0,001053	1,1593	466,92	2052,7	2519,6	467,08	2226,5	2693,5	1,4335	5,7897	7,2232
0,175	116,06	0,001057	1,0036	486,78	2038,1	2524,9	486,97	2213,6	2700,5	1,4848	5,6868	7,1717
0,200	**120,23**	**0,001061**	**0,8857**	**504,47**	**2025,0**	**2529,5**	**504,68**	**2202,0**	**2706,6**	**1,5300**	**5,5970**	**7,1271**
0,225	124,00	0,001064	0,7933	520,45	2013,1	2533,6	520,69	2191,3	2712,0	1,5705	5,5173	7,0878
0,250	127,43	0,001067	0,7187	535,08	2002,1	2537,2	535,34	2181,5	2716,9	1,6072	5,4455	7,0526
0,275	130,60	0,001070	0,6573	548,57	1992,0	2540,5	548,87	2172,4	2721,3	1,6407	5,3801	7,0208
0,300	133,55	0,001073	0,6058	561,13	1982,4	2543,6	561,45	2163,9	2725,3	1,6717	5,3201	6,9918
0,325	**136,30**	**0,001076**	**0,5620**	**572,88**	**1973,5**	**2546,3**	**573,23**	**2155,8**	**2729,0**	**1,7005**	**5,2646**	**6,9651**
0,350	138,88	0,001079	0,5243	583,93	1965,0	2548,9	584,31	2148,1	2732,4	1,7274	5,2130	6,9404
0,375	141,32	0,001081	0,4914	594,38	1956,9	2551,3	594,79	2140,8	2735,6	1,7527	5,1647	6,9174
0,40	143,63	0,001084	0,4625	604,29	1949,3	2553,6	604,73	2133,8	2738,5	1,7766	5,1193	6,8958
0,45	147,93	0,001088	0,4140	622,75	1934,9	2557,6	623,24	2120,7	2743,9	1,8206	5,0359	6,8565
0,50	**151,86**	**0,001093**	**0,3749**	**639,66**	**1921,6**	**2561,2**	**640,21**	**2108,5**	**2748,7**	**1,8606**	**4,9606**	**6,8212**
0,55	155,48	0,001097	0,3427	655,30	1909,2	2564,5	655,91	2097,0	2752,9	1,8972	4,8920	6,7892
0,60	158,85	0,001101	0,3157	669,88	1897,5	2567,4	670,54	2086,3	2756,8	1,9311	4,8289	6,7600
0,65	162,01	0,001104	0,2927	683,55	1886,5	2570,1	684,26	2076,0	2760,3	1,9627	4,7704	6,7330
0,70	164,97	0,001108	0,2729	696,43	1876,1	2572,5	697,20	2066,3	2763,5	1,9922	4,7158	6,7080
0,75	**167,77**	**0,001111**	**0,2556**	**708,62**	**1866,1**	**2574,7**	**709,45**	**2057,0**	**2766,4**	**2,0199**	**4,6647**	**6,6846**
0,80	170,43	0,001115	0,2404	720,20	1856,6	2576,8	721,10	2048,0	2769,1	2,0461	4,6166	6,6627
0,85	172,96	0,001118	0,2270	731,25	1847,4	2578,7	732,20	2039,4	2771,6	2,0709	4,5711	6,6421
0,90	175,38	0,001121	0,2150	741,81	1838,7	2580,5	742,82	2031,1	2773,9	2,0946	4,5280	6,6225
0,95	177,69	0,001124	0,2042	751,94	1830,2	2582,1	753,00	2023,1	2776,1	2,1171	4,4869	6,6040
1,00	**179,91**	**0,001127**	**0,19444**	**761,67**	**1822,0**	**2583,6**	**762,79**	**2015,3**	**2778,1**	**2,1386**	**4,4478**	**6,5864**

Tabela 13a – Água saturada em função da Pressão (continuação)

		Volume específico m³/kg		Energia interna kJ/kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg K		
Pressão MPa p	Temp. °C T	Líquido sat. v_l	Vapor sat. v_v	Líquido sat. u_l	Evap. u_{lv}	Vapor sat. u_v	Líquido sat. h_l	Evap. h_{lv}	Vapor sat. h_v	Líquido sat. s_l	Evap. s_{lv}	Vapor sat. s_v
1,10	184,09	0,001133	0,17753	780,08	1806,3	2586,4	781,32	2000,4	2781,7	2,1791	4,3744	6,5535
1,20	187,99	0,001139	0,16333	797,27	1791,6	2588,8	798,64	1986,2	2784,8	2,2165	4,3067	6,5233
1,30	191,64	0,001144	0,15125	813,42	1777,5	2590,9	814,91	1972,7	2787,6	2,2514	4,2438	6,4953
1,40	195,07	0,001149	0,14084	828,68	1764,1	2592,8	830,29	1959,7	2790,0	2,2842	4,1850	6,4692
1,50	**198,32**	**0,001154**	**0,13177**	**843,14**	**1751,3**	**2594,5**	**844,87**	**1947,3**	**2792,1**	**2,3150**	**4,1298**	**6,4448**
1,75	205,76	0,001166	0,11349	876,44	1721,4	2597,8	878,48	1918,0	2796,4	2,3851	4,0044	6,3895
2,00	212,42	0,001177	0,09963	906,42	1693,8	2600,3	908,77	1890,7	2799,5	2,4473	3,8935	6,3408
2,25	218,45	0,001187	0,08875	933,81	1668,2	2602,0	936,48	1865,2	2801,7	2,5034	3,7938	6,2971
2,50	223,99	0,001197	0,07998	959,09	1644,0	2603,1	962,09	1841,0	2803,1	2,5546	3,7028	6,2574
2,75	**229,12**	**0,001207**	**0,07275**	**982,65**	**1621,2**	**2603,8**	**985,97**	**1817,9**	**2803,9**	**2,6018**	**3,6190**	**6,2208**
3,00	233,90	0,001216	0,06668	1004,76	1599,3	2604,1	1008,41	1795,7	2804,1	2,6456	3,5412	6,1869
3,25	238,38	0,001226	0,06152	1025,62	1578,4	2604,0	1029,60	1774,4	2804,0	2,6866	3,4685	6,1551
3,50	242,60	0,001235	0,05707	1045,41	1558,3	2603,7	1049,73	1753,7	2803,4	2,7252	3,4000	6,1252
4,0	250,40	0,001252	0,049778	1082,28	1520,0	2602,3	1087,29	1714,1	2801,4	2,7963	3,2737	6,0700
5,0	**263,99**	**0,001286**	**0,039441**	**1147,78**	**1449,3**	**2597,1**	**1154,21**	**1640,1**	**2794,3**	**2,9201**	**3,0532**	**5,9733**
6,0	275,64	0,001319	0,032440	1205,41	1384,3	2589,7	1213,32	1571,0	2784,3	3,0266	2,8625	5,8891
7,0	285,88	0,001351	0,027370	1257,51	1323,0	2580,5	1266,97	1505,1	2772,1	3,1210	2,6922	5,8132
8,0	295,06	0,001384	0,023518	1305,54	1264,3	2569,8	1316,61	1441,3	2757,9	3,2067	2,5365	5,7431
9,0	303,40	0,001418	0,020484	1350,47	1207,3	2557,8	1363,23	1378,9	2742,1	3,2857	2,3915	5,6771
10,0	**311,06**	**0,001452**	**0,018026**	**1393,00**	**1151,4**	**2544,4**	**1407,53**	**1317,1**	**2724,7**	**3,3595**	**2,2545**	**5,6140**
11,0	318,15	0,001489	0,015987	1433,68	1056,1	2529,7	1450,05	1255,5	2705,6	3,4294	2,1233	5,5527
12,0	324,75	0,001527	0,014263	1472,92	1040,8	2513,7	1491,24	1193,6	2684,8	3,4961	1,9962	5,4923
13,0	330,93	0,001567	0,012780	1511,09	985,0	2496,1	1531,46	1130,8	2662,2	3,5604	1,8718	5,4323
14,0	336,75	0,001611	0,011485	1548,53	928,2	2476,8	1571,08	1066,5	2637,5	3,6231	1,7485	5,3716
15,0	**342,24**	**0,001658**	**0,010338**	**1585,58**	**869,8**	**2455,4**	**1610,45**	**1000,0**	**2610,5**	**3,6847**	**1,6250**	**5,3097**
16,0	347,43	0,001711	0,009306	1622,63	809,1	2431,7	1650,00	930,6	2580,6	3,7460	1,4995	5,2454
17,0	352,37	0,001770	0,008365	1660,16	744,8	2405,0	1690,25	856,9	2547,2	3,8078	1,3698	5,1776
18,0	357,06	0,001840	0,007490	1698,86	675,4	2374,3	1731,97	777,1	2509,1	3,8713	1,2330	5,1044
19,0	361,54	0,001924	0,006657	1739,87	598,2	2338,1	1776,43	688,1	2464,5	3,9387	1,0841	5,0227
20,0	**365,81**	**0,002035**	**0,005834**	**1785,47**	**507,6**	**2293,1**	**1826,18**	**583,6**	**2409,7**	**4,0137**	**0,9132**	**4,9269**
21,0	369,89	0,002206	0,004953	1841,97	388,7	2230,7	1888,30	446,4	2334,7	4,1073	0,6942	4,8015
22,0	373,80	0,002808	0,003526	1973,16	108,2	2081,4	2034,92	124,0	2159,0	4,3307	0,1917	4,5224
22,09	374,14	0,003155	0,003155	2029,58	0,0	2029,6	2099,26	0,0	2099,3	4,4297	0,0000	4,4297

Fonte: Fundamentos da Termodinâmica, G.J. Van Wylen, R.E. Sonntag e C. Borgnakke, Tradução da 6ª Edição Americana, E.J. Zerbini, Editora EdigardBlucher Ltda., São Paulo, 2003.

Tabela 14:

Vapor d'água superaquecido

	p = 10 kPa (45,81)				p = 50 kPa (81,33)				p = 100 kPa (99,62)			
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
Sat.	14,674	2437,9	2584,6	8,1501	3,240	2483,8	2645,9	7,5939	1,6940	2506,1	2675,5	7,3593
50	14,869	2443,9	2592,6	8,1749	—	—	—	—	—	—	—	—
100	17,196	2515,5	2687,5	8,4479	3,418	2511,6	2682,5	7,6947	1,6958	2506,6	2676,2	7,3614
150	19,513	2587,9	2783,0	8,6881	3,889	2585,6	2780,1	7,9400	1,9364	2582,7	2776,4	7,6133
200	**21,825**	**2661,3**	**2879,5**	**8,9037**	**4,356**	**2659,8**	**2877,6**	**8,1579**	**2,1723**	**2658,0**	**2875,3**	**7,8342**
250	24,136	2736,0	2977,3	9,1002	4,821	2735,0	2976,0	8,3555	2,4060	2733,7	2974,3	8,0332
300	26,445	2812,1	3076,5	9,2812	5,284	2811,3	3075,5	8,5372	2,6388	2810,4	3074,3	8,2157
400	31,063	2968,9	3279,5	9,6076	6,209	2968,4	3278,9	8,8641	3,1026	2967,8	3278,1	8,5434
500	35,679	3132,3	3489,0	9,8977	7,134	3131,9	3488,6	9,1545	3,5655	3131,5	3488,1	8,8341
600	**40,295**	**3302,5**	**3705,4**	**10,1608**	**8,058**	**3302,2**	**3705,1**	**9,4177**	**4,0278**	**3301,9**	**3704,7**	**9,0975**
700	44,911	3479,6	3928,7	10,4028	8,981	3479,5	3928,5	9,6599	4,4899	3479,2	3928,2	9,3398
800	49,526	3663,8	4159,1	10,6281	9,904	3663,7	4158,9	9,8852	4,9517	3663,5	4158,7	9,5652
900	54,141	3855,0	4396,4	10,8395	10,828	3854,9	4396,3	10,0967	5,4135	3854,8	4396,1	9,7767
1000	58,757	4053,0	4640,6	11,0392	11,751	4052,9	4640,5	10,2964	5,8753	4052,8	4640,3	9,9764
1100	**63,372**	**4257,5**	**4891,2**	**11,2287**	**12,674**	**4257,4**	**4891,1**	**10,4858**	**6,3370**	**4257,3**	**4890,9**	**10,1658**
1200	67,987	4467,9	5147,8	11,4090	13,597	4467,8	5147,7	10,6662	6,7986	4467,7	5147,6	10,3462
1300	72,603	4683,7	5409,7	11,5810	14,521	4683,6	5409,6	10,8382	7,2603	4683,5	5409,5	10,5182

	p = 200 kPa (120,23)				p = 300 kPa (133,55)				p = 400 kPa (143,63)			
Sat.	0,88573	2529,5	2706,6	7,1271	0,60582	2543,6	2725,3	6,9918	0,46246	2553,6	2738,5	6,8958
150	0,95964	2576,9	2768,8	7,2795	0,63388	2570,8	2761,0	7,0778	0,47084	2564,5	2752,8	6,9299
200	1,08034	2654,4	2870,5	7,5066	0,71629	2650,7	2865,5	7,3115	0,53422	2646,8	2860,5	7,1706
250	1,19880	2731,2	2971,0	7,7085	0,79636	2728,7	2967,6	7,5165	0,59512	2726,1	2964,2	7,3788
300	**1,31616**	**2808,6**	**3071,8**	**7,8926**	**0,87529**	**2806,7**	**3069,3**	**7,7022**	**0,65484**	**2804,8**	**3066,7**	**7,5661**
400	1,54930	2966,7	3276,5	8,2217	1,03151	2965,5	3275,0	8,0329	0,77262	2964,4	3273,4	7,8984
500	1,78139	3130,7	3487,0	8,5132	1,18669	3130,0	3486,0	8,3250	0,88934	3129,2	3484,9	8,1912
600	2,01297	3301,4	3704,0	8,7769	1,34136	3300,8	3703,2	8,5892	1,00555	3300,2	3702,4	8,4557
700	2,24426	3478,8	3927,7	9,0194	1,49573	3478,4	3927,1	8,8319	1,12147	3477,9	3926,5	8,6987
800	**2,47539**	**3663,2**	**4158,3**	**9,2450**	**1,64994**	**3662,9**	**4157,8**	**9,0575**	**1,23722**	**3662,5**	**4157,4**	**8,9244**
900	2,70643	3854,5	4395,8	9,4565	1,80406	3854,2	4395,4	9,2691	1,35288	3853,9	4395,1	9,1361
1000	2,93740	4052,5	4640,0	9,6563	1,95812	4052,3	4639,7	9,4689	1,46847	4052,0	4639,4	9,3360
1100	3,16834	4257,0	4890,7	9,8458	2,11214	4256,8	4890,4	9,6585	1,58404	4256,5	4890,1	9,5255
1200	3,39927	4467,5	5147,3	10,0262	2,26614	4467,2	5147,1	9,8389	1,69958	4467,0	5146,8	9,7059
1300	**3,63018**	**4683,2**	**5409,3**	**10,1982**	**2,42013**	**4683,0**	**5409,0**	**10,0109**	**1,81511**	**4682,8**	**5408,8**	**9,8780**

	p = 500 kPa (151,86)				p = 600 kPa (158,85)				p = 800 kPa (170,43)			
Sat.	0,37489	2561,2	2748,7	6,8212	0,31567	2567,4	2756,8	6,7600	0,24043	2576,8	2769,1	6,6627
200	0,42492	2642,9	2855,4	7,0592	0,35202	2638,9	2850,1	6,9665	0,26080	2630,6	2839,2	6,8158
250	0,47436	2723,5	2960,7	7,2708	0,39383	2720,9	2957,2	7,1816	0,29314	2715,5	2950,0	7,0384
300	0,52256	2802,9	3064,2	7,4598	0,43437	2801,0	3061,6	7,3723	0,32411	2797,1	3056,4	7,2327
350	**0,57012**	**2882,6**	**3167,6**	**7,6328**	**0,47424**	**2881,1**	**3165,7**	**7,5463**	**0,35439**	**2878,2**	**3161,7**	**7,4088**
400	0,61728	2963,2	3271,8	7,7937	0,51372	2962,0	3270,2	7,7078	0,38426	2959,7	3267,1	7,5715
500	0,71093	3128,4	3483,8	8,0872	0,59199	3127,6	3482,7	8,0020	0,44331	3125,9	3480,6	7,8672
600	0,80406	3299,6	3701,7	8,3521	0,66974	3299,1	3700,9	8,2673	0,50184	3297,9	3699,4	8,1332
700	0,89691	3477,5	3926,0	8,5952	0,74720	3477,1	3925,4	8,5107	0,56007	3476,2	3924,3	8,3770
800	**0,98959**	**3662,2**	**4157,0**	**8,8211**	**0,82450**	**3661,8**	**4156,5**	**8,7367**	**0,61813**	**3661,1**	**4155,7**	**8,6033**
900	1,08217	3853,6	4394,7	9,0329	0,90169	3853,3	4394,4	8,9485	0,67610	3852,8	4393,6	8,8153
1000	1,17469	4051,8	4639,1	9,2328	0,97883	4051,5	4638,8	9,1484	0,73401	4051,0	4638,2	9,0153

Tabela 14 - Vapor d'água superaquecido (continuação)

	p = 500 kPa (151,86)				p = 600 kPa (158,85)				p = 800 kPa (170,43)			
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
1100	1,26718	4256,3	4889,9	9,4224	1,05594	4256,1	4889,6	9,3381	0,79188	4255,6	4889,1	9,2049
1200	1,35964	4466,8	5146,6	9,6028	1,13302	4466,5	5146,3	9,5185	0,84974	4466,1	5145,8	9,3854
1300	1,45210	4682,5	5408,6	9,7749	1,21009	4682,3	5408,3	9,6906	0,90758	4681,8	5407,9	9,5575
	p = 1,00 MPa (179,91)				p = 1,20 MPa (187,99)				p = 1,40 MPa (195,07)			
Sat.	0,19444	2583,6	2778,1	6,5864	0,16333	2588,8	2784,8	6,5233	0,14084	2592,8	2790,0	6,4692
200	0,20596	2621,9	2827,9	6,6939	0,16930	2612,7	2815,9	6,5898	0,14302	2603,1	2803,3	6,4975
250	0,23268	2709,9	2942,6	6,9246	0,19235	2704,2	2935,0	6,8293	0,16350	2698,3	2927,2	6,7467
300	0,25794	2793,2	3051,2	7,1228	0,21382	2789,2	3045,8	7,0316	0,18228	2785,2	3040,4	6,9533
350	**0,28247**	**2875,2**	**3157,7**	**7,3010**	**0,23452**	**2872,2**	**3153,6**	**7,2120**	**0,20026**	**2869,1**	**3149,5**	**7,1359**
400	0,30659	2957,3	3263,9	7,4650	0,25480	2954,9	3260,7	7,3773	0,21780	2952,5	3257,4	7,3025
500	0,35411	3124,3	3478,4	7,7621	0,29463	3122,7	3476,3	7,6758	0,25215	3121,1	3474,1	7,6026
600	0,40109	3296,8	3697,9	8,0289	0,33393	3295,6	3696,3	7,9434	0,28596	3294,4	3694,8	7,8710
700	0,44779	3475,4	3923,1	8,2731	0,37294	3474,5	3922,0	8,1881	0,31947	3473,6	3920,9	8,1160
800	**0,49432**	**3660,5**	**4154,8**	**8,4996**	**0,41177**	**3659,8**	**4153,9**	**8,4149**	**0,35281**	**3659,1**	**4153,0**	**8,3431**
900	0,54075	3852,2	4392,9	8,7118	0,45051	3851,6	4392,2	8,6272	0,38606	3851,0	4391,5	8,5555
1000	0,58712	4050,5	4637,6	8,9119	0,48919	4050,0	4637,0	8,8274	0,41924	4049,5	4636,4	8,7558
1100	0,63345	4255,1	4888,5	9,1016	0,52783	4254,6	4888,0	9,0171	0,45239	4254,1	4887,5	8,9456
1200	0,67977	4465,6	5145,4	9,2821	0,56646	4465,1	5144,9	9,1977	0,48552	4464,6	5144,4	9,1262
1300	**0,72608**	**4681,3**	**5407,4**	**9,4542**	**0,60507**	**4680,9**	**5406,9**	**9,3698**	**0,51864**	**4680,4**	**5406,5**	**9,2983**
	p = 1,60 MPa (201,40)				p = 1,80 MPa (207,15)				p = 2,00 MPa (212,42)			
Sat.	0,12380	2595,9	2794,0	6,4217	0,11042	2598,4	2797,1	6,3793	0,09963	2600,3	2799,5	6,3408
225	0,13287	2644,6	2857,2	6,5518	0,11673	2636,6	2846,7	6,4807	0,10377	2628,3	2835,8	6,4146
250	0,14184	2692,3	2919,2	6,6732	0,12497	2686,0	2911,0	6,6066	0,11144	2679,6	2902,5	6,5452
300	0,15862	2781,0	3034,8	6,8844	0,14021	2776,8	3029,2	6,8226	0,12547	2772,6	3023,5	6,7663
350	**0,17456**	**2866,0**	**3145,4**	**7,0693**	**0,15457**	**2862,9**	**3141,2**	**7,0099**	**0,13857**	**2859,8**	**3137,0**	**6,9562**
400	0,19005	2950,1	3254,2	7,2373	0,16847	2947,7	3250,9	7,1793	0,15120	2945,2	3247,6	7,1270
500	0,22029	3119,5	3471,9	7,5389	0,19550	3117,8	3469,7	7,4824	0,17568	3116,2	3467,6	7,4316
600	0,24998	3293,3	3693,2	7,8080	0,22199	3292,1	3691,7	7,7523	0,19960	3290,9	3690,1	7,7023
700	0,27937	3472,7	3919,7	8,0535	0,24818	3471,9	3918,6	7,9983	0,22323	3471,0	3917,5	7,9487
800	**0,30859**	**3658,4**	**4152,1**	**8,2808**	**0,27420**	**3657,7**	**4151,3**	**8,2258**	**0,24668**	**3657,0**	**4150,4**	**8,1766**
900	0,33772	3850,5	4390,8	8,4934	0,30012	3849,9	4390,1	8,4386	0,27004	3849,3	4389,4	8,3895
1000	0,36678	4049,0	4635,8	8,6938	0,32598	4048,4	4635,2	8,6390	0,29333	4047,9	4634,6	8,5900
1100	0,39581	4253,7	4887,0	8,8837	0,35180	4253,2	4886,4	8,8290	0,31659	4252,7	4885,9	8,7800
1200	0,42482	4464,2	5143,9	9,0642	0,37761	4463,7	5143,4	9,0096	0,33984	4463,2	5142,9	8,9606
1300	**0,45382**	**4679,9**	**5406,0**	**9,2364**	**0,40340**	**4679,4**	**5405,6**	**9,1817**	**0,36306**	**4679,0**	**5405,1**	**9,1328**
	p = 2,50 MPa (223,99)				p = 3,00 MPa (233,90)				p = 3,50 MPa (242,60)			
Sat.	0,07998	2603,1	2803,1	6,2574	0,06668	2604,1	2804,1	6,1869	0,05707	2603,7	2803,4	6,1252
225	0,08027	2605,6	2806,3	6,2638	—	—	—	—	—	—	—	—
250	0,08700	2662,5	2880,1	6,4084	0,07058	2644,0	2855,8	6,2871	0,05873	2623,7	2829,2	6,1748
300	0,09890	2761,6	3008,8	6,6437	0,08114	2750,0	2993,5	6,5389	0,06842	2738,0	2977,5	6,4460
350	**0,10976**	**2851,8**	**3126,2**	**6,8402**	**0,09053**	**2843,7**	**3115,3**	**6,7427**	**0,07678**	**2835,3**	**3104,0**	**6,6578**
400	0,12010	2939,0	3239,3	7,0147	0,09936	2932,7	3230,8	6,9211	0,08453	2926,4	3222,2	6,8404
450	0,13014	3025,4	3350,8	7,1745	0,10787	3020,4	3344,0	7,0833	0,09196	3015,3	3337,2	7,0051
500	0,13998	3112,1	3462,0	7,3233	0,11619	3107,9	3456,5	7,2337	0,09918	3103,7	3450,9	7,1571
600	0,15930	3288,0	3686,2	7,5960	0,13243	3285,0	3682,3	7,5084	0,11324	3282,1	3678,4	7,4338

Tabela 14 - Vapor d'água superaquecido (continuação)

	p = 2,50 MPa (223,99)				p = 3,00 MPa (233,90)				p = 3,50 MPa (242,60)			
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
700	0,17832	3468,8	3914,6	7,8435	0,14838	3466,6	3911,7	7,7571	0,12699	3464,4	3908,8	7,6837
800	0,19716	3655,3	4148,2	8,0720	0,16414	3653,6	4146,0	7,9862	0,14056	3651,8	4143,8	7,9135
900	0,21590	3847,9	4387,6	8,2853	0,17980	3846,5	4385,9	8,1999	0,15402	3845,0	4384,1	8,1275
1000	0,23458	4046,7	4633,1	8,4860	0,19541	4045,4	4631,6	8,4009	0,16743	4044,1	4630,1	8,3288
1100	**0,25322**	**4251,5**	**4884,6**	**8,6761**	**0,21098**	**4250,3**	**4883,3**	**8,5911**	**0,18080**	**4249,1**	**4881,9**	**8,5191**
1200	0,27185	4462,1	5141,7	8,8569	0,22652	4460,9	5140,5	8,7719	0,19415	4459,8	5139,3	8,7000
1300	0,29046	4677,8	5404,0	9,0291	0,24206	4676,6	5402,8	8,9442	0,20749	4675,5	5401,7	8,8723
	p = 4,00 MPa (250,40)				p = 4,50 MPa (257,48)				p = 5,00 MPa (263,99)			
Sat.	0,04978	2602,3	2801,4	6,0700	0,04406	2600,0	2798,3	6,0198	0,03944	2597,1	2794,3	5,9733
275	0,05457	2667,9	2886,2	6,2284	0,04730	2650,3	2863,1	6,1401	0,04141	2631,2	2838,3	6,0543
300	0,05884	2725,3	2960,7	6,3614	0,05135	2712,0	2943,1	6,2827	0,04532	2697,9	2924,5	6,2083
350	0,06645	2826,6	3092,4	6,5820	0,05840	2817,8	3080,6	6,5130	0,05194	2808,7	3068,4	6,4492
400	**0,07341**	**2919,9**	**3213,5**	**6,7689**	**0,06475**	**2913,3**	**3204,7**	**6,7046**	**0,05781**	**2906,6**	**3195,6**	**6,6458**
450	0,08003	3010,1	3330,2	6,9362	0,07074	3004,9	3323,2	6,8745	0,06330	2999,6	3316,1	6,8185
500	0,08643	3099,5	3445,2	7,0900	0,07651	3095,2	3439,5	7,0300	0,06857	3090,9	3433,8	6,9758
600	0,09885	3279,1	3674,4	7,3688	0,08765	3276,0	3670,5	7,3109	0,07869	3273,0	3666,5	7,2588
700	0,11095	3462,1	3905,9	7,6198	0,09847	3459,9	3903,0	7,5631	0,08849	3457,7	3900,1	7,5122
800	**0,12287**	**3650,1**	**4141,6**	**7,8502**	**0,10911**	**3648,4**	**4139,4**	**7,7942**	**0,09811**	**3646,6**	**4137,2**	**7,7440**
900	0,13469	3843,6	4382,3	8,0647	0,11965	3842,1	4380,6	8,0091	0,10762	3840,7	4378,8	7,9593
1000	0,14645	4042,9	4628,7	8,2661	0,13013	4041,6	4627,2	8,2108	0,11707	4040,3	4625,7	8,1612
1100	0,15817	4248,0	4880,6	8,4566	0,14056	4246,8	4879,3	8,4014	0,12648	4245,6	4878,0	8,3519
1200	0,16987	4458,6	5138,1	8,6376	0,15098	4457,4	5136,9	8,5824	0,13587	4456,3	5135,7	8,5330
1300	**0,18156**	**4674,3**	**5400,5**	**8,8099**	**0,16139**	**4673,1**	**5399,4**	**8,7548**	**0,14526**	**4672,0**	**5398,2**	**8,7055**
	p = 6,00 MPa (275,64)				p = 7,00 MPa (285,88)				p = 8,00 MPa (295,06)			
Sat.	0,03244	2589,7	2784,3	5,8891	0,02737	2580,5	2772,1	5,8132	0,02352	2569,8	2757,9	5,7431
300	0,03616	2667,2	2884,2	6,0673	0,02947	2632,1	2838,4	5,9304	0,02426	2590,9	2785,0	5,7905
350	0,04223	2789,6	3043,0	6,3334	0,03524	2769,3	3016,0	6,2282	0,02995	2747,7	2987,3	6,1300
400	0,04739	2892,8	3177,2	6,5407	0,03993	2878,6	3158,1	6,4477	0,03432	2863,8	3138,3	6,3633
450	0,05214	2988,9	3301,8	6,7192	0,04416	2977,9	3287,0	6,6326	0,03817	2966,7	3272,0	6,5550
500	0,05665	3082,2	3422,1	6,8802	0,04814	3073,3	3410,3	6,7974	0,04175	3064,3	3398,3	6,7239
550	0,06101	3174,6	3540,6	7,0287	0,05195	3167,2	3530,9	6,9486	0,04516	3159,8	3521,0	6,8778
600	0,06525	3266,9	3658,4	7,1676	0,05565	3260,7	3650,3	7,0894	0,04845	3254,4	3642,0	7,0205
700	0,07352	3453,2	3894,3	7,4234	0,06283	3448,6	3888,4	7,3476	0,05481	3444,0	3882,5	7,2812
800	**0,08160**	**3643,1**	**4132,7**	**7,6566**	**0,06981**	**3639,6**	**4128,3**	**7,5822**	**0,06097**	**3636,1**	**4123,8**	**7,5173**
900	0,08958	3837,8	4375,3	7,8727	0,07669	3835,0	4371,8	7,7991	0,06702	3832,1	4368,3	7,7350
1000	0,09749	4037,8	4622,7	8,0751	0,08350	4035,3	4619,8	8,0020	0,07301	4032,8	4616,9	7,9384
1100	0,10536	4243,3	4875,4	8,2661	0,09027	4240,9	4872,8	8,1933	0,07896	4238,6	4870,3	8,1299
1200	0,11321	4454,0	5133,3	8,4473	0,09703	4451,7	5130,9	8,3747	0,08489	4449,4	5128,5	8,3115
1300	**0,12106**	**4669,6**	**5396,0**	**8,6199**	**0,10377**	**4667,3**	**5393,7**	**8,5472**	**0,09080**	**4665,0**	**5391,5**	**8,4842**
	p = 9,00 MPa (303,40)				p = 10,00 MPa (311,06)				p = 12,50 MPa (327,89)			
Sat.	0,02048	2557,8	2742,1	5,6771	0,01803	2544,4	2724,7	5,6140	0,01350	2505,1	2673,8	5,4623
325	0,02327	2646,5	2855,9	5,8711	0,01986	2610,4	2809,0	5,7568	—	—	—	—
350	0,02580	2724,4	2956,5	6,0361	0,02242	2699,2	2923,4	5,9442	0,01613	2624,6	2826,2	5,7117
400	0,02993	2848,4	3117,8	6,2853	0,02641	2832,4	3096,5	6,2119	0,02000	2789,3	3039,3	6,0416
450	**0,03350**	**2955,1**	**3256,6**	**6,4843**	**0,02975**	**2943,3**	**3240,8**	**6,4189**	**0,02299**	**2912,4**	**3199,8**	**6,2718**

Tabela 14 - Vapor d'água superaquecido (continuação)

	p = 9,00 MPa (303,40)				p = 10,00 MPa (311,06)				p = 12,50 MPa (327,89)			
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
500	0,03677	3055,1	3386,1	6,6575	0,03279	3045,8	3373,6	6,5965	0,02560	3021,7	3341,7	6,4617
550	0,03987	3152,2	3511,0	6,8141	0,03564	3144,5	3500,9	6,7561	0,02801	3124,9	3475,1	6,6289
600	0,04285	3248,1	3633,7	6,9588	0,03837	3241,7	3625,3	6,9028	0,03029	3225,4	3604,0	6,7810
650	0,04574	3343,7	3755,3	7,0943	0,04101	3338,2	3748,3	7,0397	0,03248	3324,4	3730,4	6,9218
700	**0,04857**	**3439,4**	**3876,5**	**7,2221**	**0,04358**	**3434,7**	**3870,5**	**7,1687**	**0,03460**	**3422,9**	**3855,4**	**7,0536**
800	0,05409	3632,5	4119,4	7,4597	0,04859	3629,0	4114,9	7,4077	0,03869	3620,0	4103,7	7,2965
900	0,05950	3829,2	4364,7	7,6782	0,05349	3826,3	4361,2	7,6272	0,04267	3819,1	4352,5	7,5181
1000	0,06485	4030,3	4613,9	7,8821	0,05832	4027,8	4611,0	7,8315	0,04658	4021,6	4603,8	7,7237
1100	0,07016	4236,3	4867,7	8,0739	0,06312	4234,0	4865,1	8,0236	0,05045	4228,2	4858,8	7,9165
1200	**0,07544**	**4447,2**	**5126,2**	**8,2556**	**0,06789**	**4444,9**	**5123,8**	**8,2054**	**0,05430**	**4439,3**	**5118,0**	**8,0987**
1300	0,08072	4662,7	5389,2	8,4283	0,07265	4660,4	5387,0	8,3783	0,05813	4654,8	5381,4	8,2717
	p = 15 MPa (342,24)				p = 17,5 MPa (354,75)				p = 20 MPa (365,81)			
Sat.	,010338	2455,4	2610,5	5,3097	,0079204	2390,2	2528,8	5,1418	,0058342	2293,1	2409,7	4,9269
350	,011470	2520,4	2692,4	5,4420	—	—	—	—	—	—	—	—
400	,015649	2740,7	2975,4	5,8810	,0124477	2685,0	2902,8	5,7212	,0099423	2619,2	2818,1	5,5539
450	,018446	2879,5	3156,2	6,1403	,0151740	2844,2	3109,7	6,0182	,0126953	2806,2	3060,1	5,9016
500	**,020800**	**2996,5**	**3308,5**	**6,3442**	**,0173585**	**2970,3**	**3274,0**	**6,2382**	**,0147683**	**2942,8**	**3238,2**	**6,1400**
550	,022927	3104,7	3448,6	6,5198	,0192877	3083,8	3421,4	6,4229	,0165553	3062,3	3393,5	6,3347
600	,024911	3208,6	3582,3	6,6775	,0210640	3191,5	3560,1	6,5866	,0181781	3174,0	3537,6	6,5048
650	,026797	3310,4	3712,3	6,8223	,0227372	3296,0	3693,9	6,7356	,0196929	3281,5	3675,3	6,6582
700	,028612	3410,9	3840,1	6,9572	,0243365	3398,8	3824,7	6,8736	,0211311	3386,5	3809,1	6,7993
800	**,032096**	**3611,0**	**4092,4**	**7,2040**	**,0273849**	**3601,9**	**4081,1**	**7,1245**	**,0238532**	**3592,7**	**4069,8**	**7,0544**
900	,035457	3811,9	4343,8	7,4279	,0303071	3804,7	4335,1	7,3507	,0264463	3797,4	4326,4	7,2830
1000	,038748	4015,4	4596,6	7,6347	,0331580	4009,3	4589,5	7,5588	,0289666	4003,1	4582,5	7,4925
1100	,042001	4222,6	4852,6	7,8282	,0359695	4216,9	4846,4	7,7530	,0314471	4211,3	4840,2	7,6874
1200	,045233	4433,8	5112,3	8,0108	,0387605	4428,3	5106,6	7,9359	,0339071	4422,8	5101,0	7,8706
1300	**,048455**	**4649,1**	**5375,9**	**8,1839**	**,0415417**	**4643,5**	**5370,5**	**8,1093**	**,0363574**	**4638,0**	**5365,1**	**8,0441**
	p = 25 MPa				p = 30 MPa				p = 35 MPa			
375	,001973	1798,6	1847,9	4,0319	,001789	1737,8	1791,4	3,9303	,001700	1702,9	1762,4	3,8721
400	,006004	2430,1	2580,2	5,1418	,002790	2067,3	2151,0	4,4728	,002100	1914,0	1987,5	4,2124
425	,007882	2609,2	2806,3	5,4722	,005304	2455,1	2614,2	5,1503	,003428	2253,4	2373,4	4,7747
450	,009162	2720,7	2949,7	5,6743	,006735	2619,3	2821,4	5,4423	,004962	2498,7	2672,4	5,1962
500	**,011124**	**2884,3**	**3162,4**	**5,9592**	**,008679**	**2820,7**	**3081,0**	**5,7904**	**,006927**	**2751,9**	**2994,3**	**5,6281**
550	,012724	3017,5	3335,6	6,1764	,010168	2970,3	3275,4	6,0342	,008345	2920,9	3213,0	5,9025
600	,014138	3137,9	3491,4	6,3602	,011446	3100,5	3443,9	6,2330	,009527	3062,0	3395,5	6,1178
650	,015433	3251,6	3637,5	6,5229	,012596	3221,0	3598,9	6,4057	,010575	3189,8	3559,9	6,3010
700	,016647	3361,4	3777,6	6,6707	,013661	3335,8	3745,7	6,5606	,011533	3309,9	3713,5	6,4631
800	**,018913**	**3574,3**	**4047,1**	**6,9345**	**,015623**	**3555,6**	**4024,3**	**6,8332**	**,013278**	**3536,8**	**4001,5**	**6,7450**
900	,021045	3783,0	4309,1	7,1679	,017448	3768,5	4291,9	7,0717	,014883	3754,0	4274,9	6,9886
1000	,023102	3990,9	4568,5	7,3801	,019196	3978,8	4554,7	7,2867	,016410	3966,7	4541,1	7,2063
1100	,025119	4200,2	4828,2	7,5765	,020903	4189,2	4816,3	7,4845	,017895	4178,3	4804,6	7,4056
1200	,027115	4412,0	5089,9	7,7604	,022589	4401,3	5079,0	7,6691	,019360	4390,7	5068,4	7,5910
1300	**,029101**	**4626,9**	**5354,4**	**7,9342**	**,024266**	**4616,0**	**5344,0**	**7,8432**	**,020815**	**4605,1**	**5333,6**	**7,7652**

Tabela 14 - Vapor d'água superaquecido (continuação)

	p = 40 MPa				p = 50 MPa				p = 60 MPa			
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
375	,0016406	1677,1	1742,7	3,8289	,0015593	1638,6	1716,5	3,7638	,0015027	1609,3	1699,5	3,7140
400	,0019077	1854,5	1930,8	4,1134	,0017309	1788,0	1874,6	4,0030	,0016335	1745,3	1843,4	3,9317
425	,0025319	2096,8	2198,1	4,5028	,0020071	1959,6	2060,0	4,2733	,0018165	1892,7	2001,7	4,1625
450	,0036931	2365,1	2512,8	4,9459	,0024862	2159,6	2283,9	4,5883	,0020850	2053,9	2179,0	4,4119
500	**,0056225**	**2678,4**	**2903,3**	**5,4699**	**,0038924**	**2525,5**	**2720,1**	**5,1725**	**,0029557**	**2390,5**	**2567,9**	**4,9320**
600	,0080943	3022,6	3346,4	6,0113	,0061123	2942,0	3247,6	5,8177	,0048345	2861,1	3151,2	5,6451
650	,0090636	3158,0	3520,6	6,2054	,0069657	3093,6	3441,8	6,0342	,0055953	3028,8	3364,6	5,8829
700	,0099415	3283,6	3681,3	6,3750	,0077274	3230,5	3616,9	6,2189	,0062719	3177,3	3553,6	6,0824
800	,0115228	3517,9	3978,8	6,6662	,0090761	3479,8	3933,6	6,5290	,0074588	3441,6	3889,1	6,4110
900	**,0129626**	**3739,4**	**4257,9**	**6,9150**	**,0102831**	**3710,3**	**4224,4**	**6,7882**	**,0085083**	**3681,0**	**4191,5**	**6,6805**
1000	,0143238	3954,6	4527,6	7,1356	,0114113	3930,5	4501,1	7,0146	,0094800	3906,4	4475,2	6,9126
1100	,0156426	4167,4	4793,1	7,3364	,0124966	4145,7	4770,6	7,2183	,0104091	4124,1	4748,6	7,1194
1200	,0169403	4380,1	5057,7	7,5224	,0135606	4359,1	5037,2	7,4058	,0113167	4338,2	5017,2	7,3082
1300	,0182292	4594,3	5323,5	7,6969	,0146159	4572,8	5303,6	7,5807	,0122155	4551,4	5284,3	7,4837

Prof. Simões - www.pme.poli.usp

BIBLIOGRAFIA

BLACK e VEATCH, *Power Plant Engineering*, Editora Chapman & Hall, EUA, 1996.

O livro enfoca, de uma forma geral, diversos tipos de análises de processos de engenharia. Ele cobre de forma ampla aspectos econômicos e de dimensionamento de vários processos de geração de energia e dos seus componentes. Inclui também aplicações práticas das plantas de geração de energia.

GARCIA, O.; BRUNETTI, F., *Motores de Combustão Interna*, Apostila, 2ª Ed., Escola Politécnica da USP, São Paulo: 1992.

A apostila enfoca os conceitos básicos sobre motores de combustão interna de forma clara e didática. A apostila pretende dar uma visão ampla e fundamental dos motores de combustão interna trazendo diversos exemplos didáticos.

HEYWOOD, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Publishing Co., 1988.

O livro é um clássico que aborda de forma introdutória e compreensiva os fundamentos e desenvolvimentos dos motores de combustão interna, além de focar os aspectos associados aos motores de combustão com exemplos e propostas de exercícios.

HODGE, B. K., *Analysis and Design of Energy Systems*, Prentice-Hall Inc. Ed., 1990.

O livro aborda os conceitos de mecânica dos fluidos, transferência de calor e termodinâmica necessários para o dimensionamento e análise de diversos sistemas de energia com diversos exemplos de aplicação prática.

HUANG, F. F., *Engineering Thermodynamics, Fundamentals and Applications*, Macmillan Publishing Co., 1976.

O livro enfoca os fundamentos da termodinâmica bem como sua aplicação na engenharia. Também dá uma visão básica da aplicação dos conceitos da termodinâmica em dimensionamento de processos. Seus exemplos com base em aplicações práticas da engenharia, o diferencia dos demais livros.

KEHLHOFER, R. H.; WARNER, J.; NIELSEN, H. e BACHMANN, R., *Combined-Cycle Gás& Steam Turbine Power Plant*, 2nd Edition, PennWell Publishing Co., EUA, 1999.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea

O livro enfoca aspectos técnicos e econômicos de ciclos combinados aplicados à cogeração de energia. Traz exemplos práticos de aplicações de ciclos combinados, como estudos de caso, esquemas de processos, além de sistemas de controle e outros temas correlatos.

REID, R. C.; PRAUSNITZ, J. M. e POLING, B. E., *The Properties of Gases and Liquids*, 4th Ed., McGraw-Hill Co., 1987.

O livro mostra os principais métodos e técnicas para se estimar propriedades físicas e termodinâmicas de diversas substâncias. O livro traz propriedades de diversas substâncias em forma de tabelas e faz críticas e comparações dos métodos utilizados para se estimar suas propriedades.

SIMÕES MOREIRA, J. R., *Fundamentos e Aplicações da Psicrometria* – São Paulo: Editorial, 1999.

O livro enfoca de forma clara e sequencial os conceitos fundamentais de psicrometria, sempre ilustrando a teoria com exemplos de aplicação. Embora o livro tenha sido concebido tendo em mente o profissional atuante nas áreas de Refrigeração e Ar Condicionado, o material apresentado é abrangente o suficiente para cobrir outras áreas onde a psicrometria se faça presente.

VAN WYLEN, G. J.; Sonntag, R. E. e Borgnakke, C., *Fundamentos da Termodinâmica.* Tradução da 6ª Edição Americana, E.J. Zerbini, São Paulo: Editora EdigardBlucherLtda, 2003.

O livro enfoca os fundamentos da termodinâmica para o ensino de engenharia. O texto traz os fundamentos básicos da termodinâmica clássica de uma forma ampla e didática com exemplos e exercícios propostos. O livro tem como objetivo principal preparar o estudante para uma correta e criativa utilização da termodinâmica na prática da engenharia.

Prof. Simões - www.pme.poli.usp.br/sisea