

PMT 3532

Termohidráulica de Sistemas de Geração de Potência I

Prof. *José R. Simões Moreira*

SISEA – Lab. de Sistemas Energéticos Alternativos e Renováveis

Depto. Enga. Mecânica – Escola Politécnica da USP -

www.usp.br/sisea

Aula 2 – Leis de Conservação - 2021 v 1.0

Energia Interna, U

A energia interna, U , é a forma de energia acumulada pela substância devido à 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. No SI as unidades são J (joule) e J/kg (joule por quilograma), respectivamente.

Entalpia, H

A entalpia, H , é a propriedade que combina as propriedades energia interna, pressão e volume de uma substância. Também é uma forma de energia. 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 (J/kg), ou seja, a entalpia por unidade de massa da substância. A relação entre entalpia específica e as outras propriedades é dada por :

$$h = u + Pv \quad \left[\text{kJ/kg} \right]$$

Propriedades médias

De forma similar ao volume específico médio, a energia interna específica e a entalpia específica na região de mistura saturada líquido-vapor são definidas por:

$$v = xv_V + (1-x)v_L$$

$$u = xu_V + (1-x)u_L$$

$$h = xh_V + (1-x)h_L$$

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

Propriedades médias (exemplo)

De posse das tabelas de vapor de água saturada, determine o volume específico, a energia interna específica e a entalpia específica para uma mistura de água líquida e vapor à pressão de saturação normal (101,325 kPa) quando o título vale 30%.

SOLUÇÃO

Da tabela de saturação para $P = 101,325$ kPa, vem

v_L	v_V	u_L	u_V	h_L	h_V
(m ³ /kg)	(m ³ /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)
0,001044	1,6729	418,91	2506,5	419,02	2676,0

$$v = 0,3 \times 1,6729 + (1 - 0,3) \times 0,001044 = 0,5026 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$u = 0,3 \times 2506,5 + (1 - 0,3) \times 418,91 = 1045,19 \text{ kJ/kg}$$

$$h = 0,3 \times 2676,0 + (1 - 0,3) \times 419,02 = 1096,11 \text{ kJ/kg}$$

Trabalho e Calor

O trabalho, W , 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. A potência, é a taxa temporal na qual o trabalho é realizado. O trabalho de um sistema simples compressível (reversível) devido ao movimento da fronteira é dado por (ilustração extraída do material de apoio do livro Van Wylen - Ed. Blucher):

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

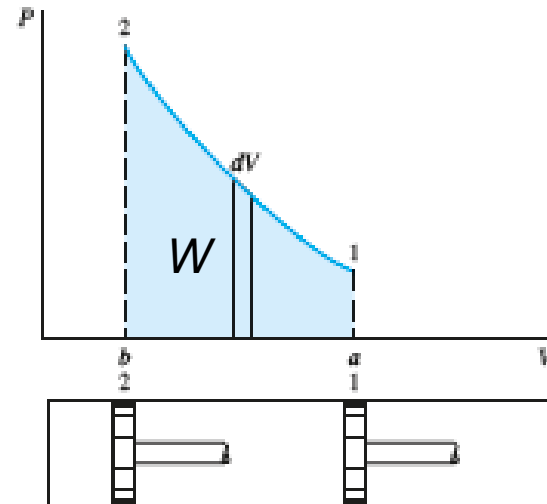
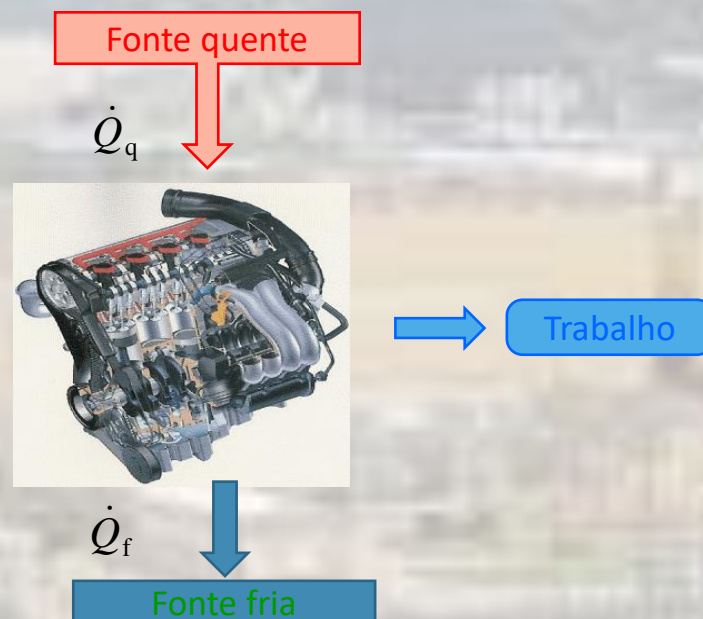


Figura 3.8

Uso do diagrama P - V para mostrar o trabalho realizado pela fronteira móvel de um sistema em um processo quase estático.

Trabalho e Calor

Calor, Q , é a forma de energia que é transferida através da fronteira do sistema ou da 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

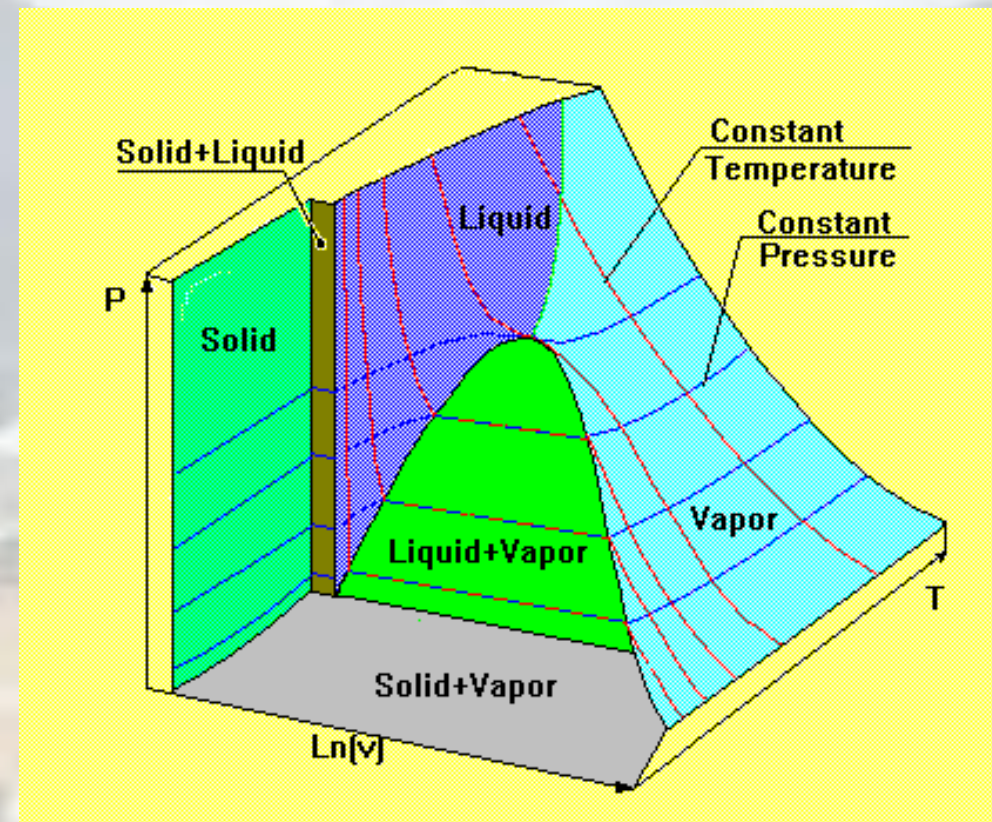


A unidade de trabalho e calor é J no SI, enquanto que a potência e o fluxo de calor recebem a unidade de W (watts)

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 equações do tipo P - v - T (pressão, volume e temperatura) e podem ser escritas de uma forma genérica como:

$$f(P, v, T) = 0.$$



Fonte: <http://www.taftan.com>

Superfície P - v - T no espaço mostrando as três fases: líquido, vapor e sólido.

Equação de Estado, Gás Perfeito

Uma característica comum das equações de estado é que todas elas tendem para um mesmo limite para valores baixos de pressão quando a substância é um gás ou um vapor. Este limite de baixa pressão é dado pela seguinte expressão elementar, conhecida como **lei dos gases ideais ou perfeitos**.

$$Pv = RT$$

R é a constante particular do gás ou vapor, e se relaciona com a chamada *constante universal dos gases perfeitos*, \mathfrak{R} , por intermédio de:

$$R = \mathfrak{R} / M,$$

sendo que M é a massa molecular. Alguns valores de \mathfrak{R} são:

8,314 kJ/kmol.K

1,987 kcal/kmol.K

847,7 kgf.m/kmol.K

Equação de Estado, Gás Perfeito

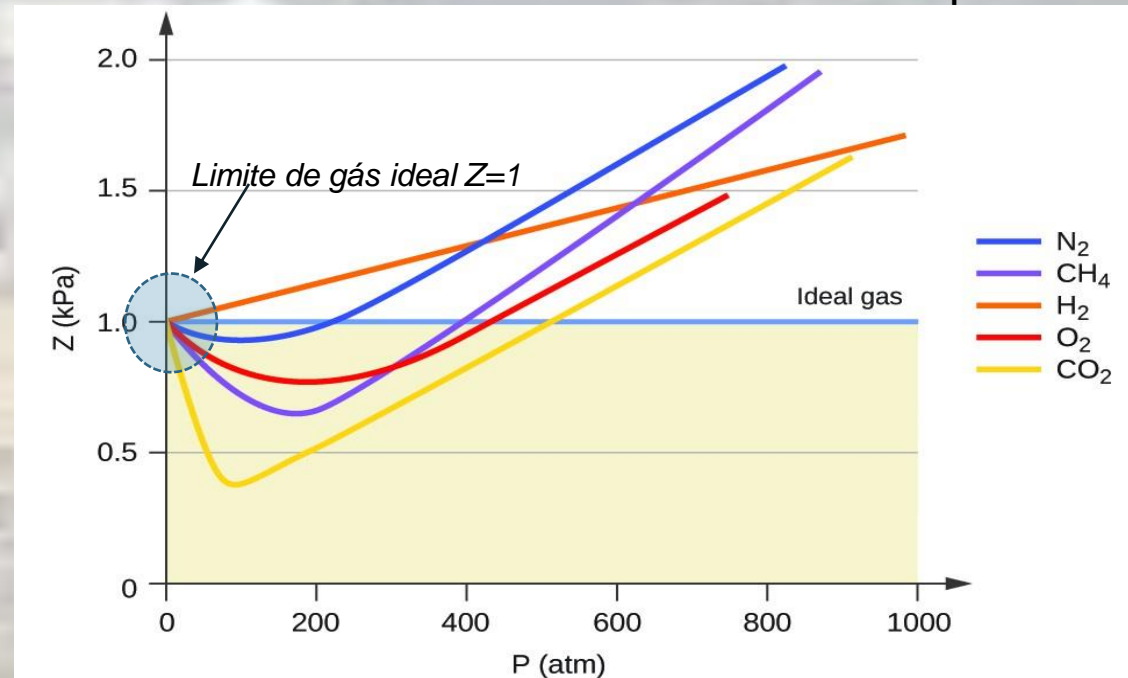
Todos os gases e vapores tendem para o comportamento de gás perfeito a baixas pressões (menor que 5% da pressão crítica), independentemente da sua temperatura.

Outra situação em que o comportamento ideal é possível ocorre quando a temperatura absoluta da substância vale em torno do dobro da temperatura crítica

$$Z = \frac{Pv}{RT}$$

$Z = 1$ – gás ideal ou perfeito

curvas isotérmicas para uma temperatura de referência (não indicada)



Exemplo 1 - Equação de Estado, Gás Perfeito

Qual a massa de ar contida numa sala de 6 m x 10 m x 4 m se a pressão e a temperatura forem iguais a 100 kPa e 25 °C? Admita que o ar se comporta como um gás perfeito.

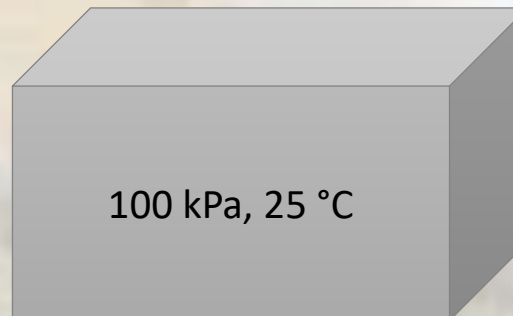
Solução

$$V = 6 \times 10 \times 4 = 240 \text{ m}^3$$

$$R = 0,287 \text{ kN.m/kg.K} \quad (\text{constante particular do ar}), \text{ isto é: } R = \mathfrak{R} / M,$$

$$T = 25 + 273,15 = 298,15 \text{ K}$$

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{100 \times 240}{0,287 \times 298,15}$$



$$m = 280,5 \text{ kg}$$

Exemplo 2 - Equação de Estado, Gás Perfeito

Um tanque com capacidade de 0,5 m³ contém 10 kg de um gás perfeito que apresenta uma massa molecular de 24 kg/kmol. A temperatura do gás é de 25 °C. Qual é a pressão do gás?

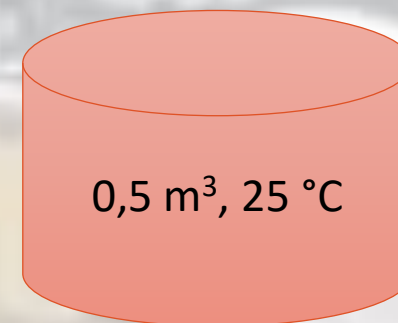
Solução

$$R = \mathfrak{R} / M$$

$$R = 8,3145 / 24 = 0,34644 \text{ kN.m} / \text{kg.K}$$

$$P = \frac{mRT}{V} = \frac{10 \times 0,34644 \times 298,15}{0,5}$$

$$P = 2,066 \text{ kPa}$$



Exemplo 3 - Equação de Estado, Gás Perfeito

Um tanque, que apresenta volume igual a 1 m^3 contém um gás a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e 100 kPa . Qual a massa contida no tanque se o gás for a) ar, b) neônio ou c) propano.

Solução

Neste problema é importante saber a massa molecular de cada gás, assim como, a constante particular de cada gás. $R = \mathfrak{R} / M$,

$$a) M_{ar} = 28,97 \text{ kg / kmol} \rightarrow R_{ar} = \mathfrak{R} / M = 8,314 / 28,97 = 0,287 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$b) M_{Ne} = 20,183 \text{ kg / kmol} \rightarrow R_{Ne} = \mathfrak{R} / M = 8,314 / 20,183 = 0,412 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$c) M_p = 44,097 \text{ kg / kmol} \rightarrow R_p = \mathfrak{R} / M = 8,314 / 44,097 = 0,189 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

As massas são calculadas pela seguinte equação: $m = \frac{PV}{RT}$

$$m_{ar} = \frac{100 \times 1}{0,287 \times 293,15} = 1,19 \text{ kg} \quad m_{Ne} = \frac{100 \times 1}{0,412 \times 293,15} = 0,828 \text{ kg} \quad m_p = \frac{100 \times 1}{0,189 \times 293,15} = 1,81 \text{ kg}$$

Exemplo 4 - Equação de Estado, Gás Perfeito

O ar confinado num pneu está inicialmente a -10 °C e 190 kPa . Após o automóvel percorrer um determinado percurso, a temperatura do ar foi novamente medida e revelou um valor de 10 °C . Calcule a pressão do ar nesta condição. Detalhe as hipóteses necessárias para a solução do problema.

Solução

Vamos supor que o ar do pneu se comporta como gás perfeito. Também vamos supor que o volume do ar no pneu é constante, bem como sua massa.

Situação inicial: -10 °C , 190 kPa

Situação final: 10 °C , P_2

$$P_1V = mRT_1$$

$$P_2V = mRT_2$$

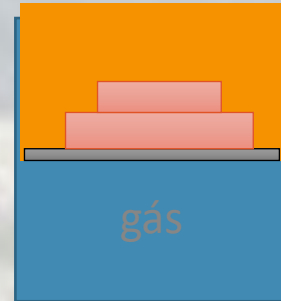
Dividindo as duas equações anteriores, obtém-se:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = 190 \left(\frac{283,15}{263,15} \right) = 204\text{ kPa}$$



Exemplo 5 - Equação de Estado, Gás Perfeito, Trabalho

Consideremos como sistema o gás contido no conjunto cilindro – êmbolo mostrado na figura. Vários pesos estão colocados sobre o êmbolo. A pressão inicial é de 200 kPa e o volume inicial do gás é de 0,04 m³.



a) Coloquemos um bico de Bunsen embaixo do cilindro e deixemos que o volume do gás aumente para 0,1 m³, enquanto que a pressão permanece constante. Calcular o trabalho realizado pelo sistema durante esse processo.

$${}_1W_2 = \int_1^2 P dV, \text{ como a pressão é constante}$$

$${}_1W_2 = P \int_1^2 dV = P(V_2 - V_1) = 200(0,1 - 0,04) = 12,0 \text{ kJ}$$

Exemplo 5 - Equação de Estado, Gás Perfeito, Trabalho

b) Calcular o trabalho para o mesmo sistema e as mesmas condições iniciais, porem, ao mesmo tempo que o bico de Bunsen está sob o cilindro e o êmbolo se levanta, removamos os pesos deste, de tal maneira que durante o processo a temperatura do gás se mantém constante.

Se admitimos o comportamento de gás como gás perfeito: $PV = mRT$

O trabalho a temperatura constante é representado como:

$${}_1W_2 = \int_1^2 PdV = mRT_1 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = P_1V_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Substituindo valores, vem:

$${}_1W_2 = 200 \times 0,04 \times \ln\left(\frac{0,1}{0,04}\right)$$

$${}_1W_2 = 7,33 \text{ kJ}$$

Exemplo 5 - Equação de Estado, Gás Perfeito, Trabalho

c) Os processos politrópicos são comuns para representar processos em que ocorre transferência de calor em um gás perfeito. Um processo politrópico é representado pela expressão $pV^n = \text{cte}$. Calcular o trabalho para o sistema anterior considerando $pV^{1,3} = \text{cte}$.

Admitimos o comportamento de gás como gás perfeito: $PV = mRT$

O trabalho num processo politrópico é representado como:

$${}_1W_2 = \int_1^2 PdV = \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{1-n}$$

Substituindo valores:

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n \rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = 200 \left(\frac{0,04}{0,1} \right)^{1,3} = 60,77 \text{ kPa}$$

$${}_1W_2 = \frac{60,77 \times 0,1 - 200 \times 0,04}{1-1,3} = 6,41 \text{ kJ}$$

Calores Específicos

A propriedade entalpia pode ser rapidamente calculada a partir de:

$$h = h_0 + C_p (T - T_0)$$

onde o índice “0” indica uma condição de referência para a qual a propriedade é conhecida.

No SI as unidades de C_p são J/kg.K .

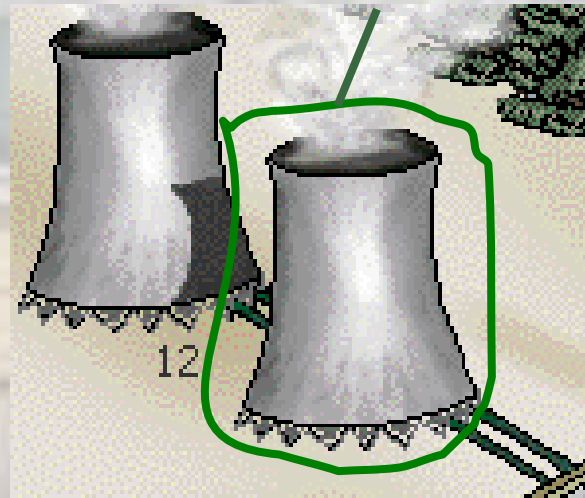
Para gases perfeitos existe uma relação muito útil entre os calores específicos e a constante do gás dada por

$$C_p - C_v = R$$

Lei da Conservação de Massa ou da Continuidade

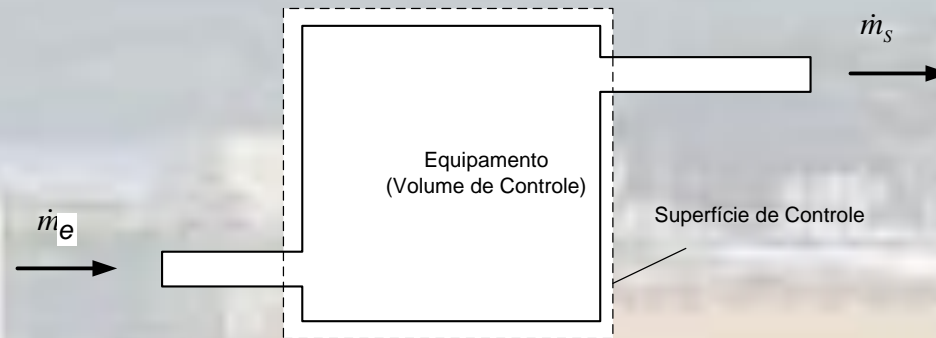
A maioria dos processos de interesse envolvem fluxos mássicos para dentro ou fora de um equipamento ou instalação como, por exemplo, fluxos de ar e água através de uma torre de resfriamento, ou fluxos de ar e de combustível através de máquinas térmicas (turbinas e motores)

Volume de controle em torno da torre de resfriamento



Lei da Conservação de Massa ou da Continuidade

Deve-se estabelecer um procedimento de análise para considerar e contabilizar tais fluxos de fluido para um dado instante de tempo t e para uma dada espécie química



$$\left(\begin{array}{l} \text{variação da massa} \\ \text{contida no volume} \\ \text{de controle} \end{array} \right)_t = \left(\begin{array}{l} \text{soma dos fluxos de} \\ \text{massa que entram no} \\ \text{volume de controle} \end{array} \right)_t - \left(\begin{array}{l} \text{soma dos fluxos de} \\ \text{massa que deixam o} \\ \text{volume de controle} \end{array} \right)_t$$

Ou, em termos matemáticos:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{vc} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s$$

Lei da Conservação de Massa ou da Continuidade

Quando a massa contida no volume de controle permanece inalterada com o tempo, i.e., para processos em *regime permanente* ou *estacionário*. Este é o caso da maioria esmagadora de problemas que vamos estudar. Nesse caso, a taxa temporal de acúmulo de massa no volume de controle é nula, ou seja:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{vc} = 0$$

Então, a lei de conservação de massa se simplifica como:

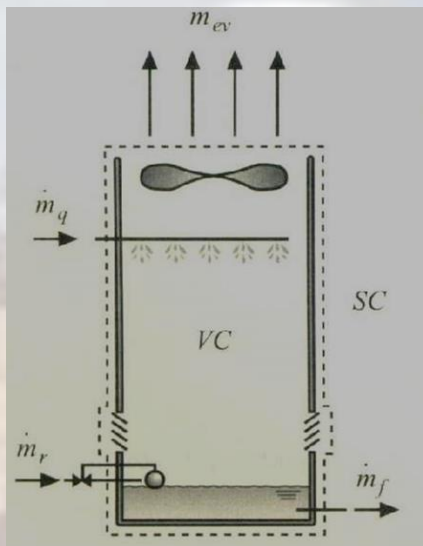
$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s$$

“a somatória de todos os fluxos mássicos que entram é igual à somatória de todos os fluxos mássicos que deixam o volume de controle”

Exemplo 1 – Conservação de massa

Numa determinada torre de resfriamento, água quente proveniente de um condensador deve ser resfriada a uma vazão mássica de 1000 kg/h. Água de reposição é fornecida a uma taxa de 40 kg/h. Pede-se calcular a vazão mássica de água evaporada pela corrente de ar.

Solução



\dot{m}_{ev} – fluxo mássico de água evaporada,
 \dot{m}_f – fluxo mássico de água fria,
 \dot{m}_q – fluxo mássico de água quente e
 \dot{m}_r – fluxo mássico de água de reposição.

Este problema é uma simples aplicação da lei de conservação de massa em regime permanente:

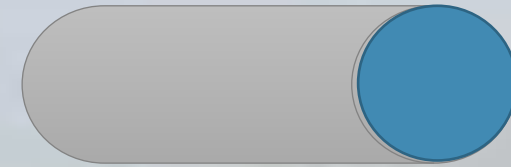
$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad \text{ou} \quad \dot{m}_q + \dot{m}_r = \dot{m}_{ev} + \dot{m}_f$$

$$\text{mas como } \dot{m}_q = \dot{m}_f \Rightarrow \dot{m}_{ev} = \dot{m}_r.$$

Como era de se esperar, o fluxo mássico de água evaporada é igual ao fluxo mássico da água de reposição (40 kg/h)

Exemplo 2 – Conservação de massa

Ar escoá no interior de um tubo de 0,2 m de diâmetro, com velocidade uniforme (V) e igual a 0,1 m/s. A temperatura é 25 °C e a pressão é igual a 150 kPa. Determinar a vazão mássica de ar neste tubo.



Solução

A vazão mássica é determinada considerando uma velocidade média do fluido na tubulação:

$$\dot{m} = V \times A / \nu$$

O volume específico do ar, admitindo-se como gás perfeito:

$$\nu = \frac{RT}{p} = \frac{0,287 \times 298,15}{150} = 0,57 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

A vazão mássica:

$$\dot{m} = 0,1 \times \pi \times 0,2^2 / (4 \times 0,57) = 0,0055 \text{ kg} / \text{s}$$

A vazão volumétrica é dada pelo produto da área da seção transversal pela velocidade média:

$$\dot{Q} = V \times A = 0,1 \times \pi \times 0,2^2 / 4 = 0,00314 \text{ m}^3 / \text{s}$$

CNTP - Condições normais de pressão e temperatura

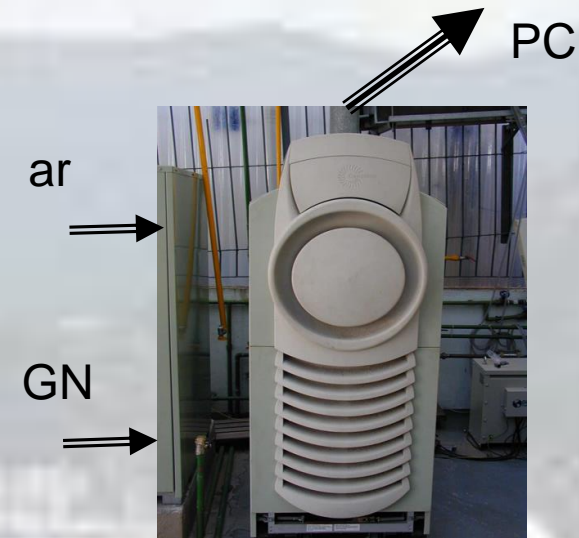
As CNTP é usada para referenciar um estado termodinâmico padrão de gases no cálculo das suas propriedades, uma vez que sua densidade varia substancialmente com a temperatura e pressão.

A temperatura vale 0°C ($273,15\text{ K}$) e a pressão de 1 atm ($760\text{mmHg} = 101,325\text{ kPa}$). Nessa condição 1 mol de qualquer gás perfeito ou ideal ocupa um volume de $22,4\text{ L}$.

Nota: há outras condições de referência também, como as condições ISO ($T= 15^{\circ}\text{C}$ e P_{normal}) em que são especificadas muitas máquinas térmicas (motores, turbinas, etc).

Exemplo 3 – Conservação de massa

Uma microturbina a gás consome 10 Nm³/h de gás natural. A vazão mássica dos produtos de combustão é de 0,28 kg/s. sabendo-se que o ar se encontra a 25 °C e 100 kPa, pede-se a vazão de ar em kg/s, em Nm³/h e em m³/h admitido pela máquina. A massa molecular do GN é de 17 kg/kmol e do ar é de 28,97 kg/kmol.



Solução

A lei de conservação de massa é dada na base mássica e não na base volumétrica. Assim, a primeira providência para resolver esses tipos de problema é transformar o consumo de gás natural volumétrico para mássico. Assim:

$$PV = \frac{m_{GN} \bar{R}T}{\bar{M}_{GN}}$$

Em base de taxa temporal: $P\dot{V} = \frac{\dot{m}_{GN} \bar{R}T}{\bar{M}_{GN}}$

Exemplo 3 – Conservação de massa (cont..)

$$\dot{m}_{GN} = \frac{P\bar{V}\bar{M}_{GN}}{RT} = \frac{101,325 \times 10 \times 17}{8,314 \times 273,15} = 7,58 \text{ kg/h} = 7,58 \text{ kg}/3600 \text{ s} = 0,0021 \text{ kg/s}$$

Lei da conservação de massa:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad \text{ou} \quad \dot{m}_{AR} + \dot{m}_{GN} = \dot{m}_{PC}$$

$$\dot{m}_{AR} = \dot{m}_{PC} - \dot{m}_{GN} = 0,28 - 0,0021 = 0,2779 \text{ kg/s}$$

Vazão volumétrica do ar nas CNTP:

$$\dot{V}_{AR} = \frac{\dot{m}_{AR}\bar{R}T}{M_{AR}P} = \frac{0,2779 \times 8,314 \times 273,15}{28,96 \times 101,325} = 0,215 \text{ Nm}^3/\text{s} = 774,3 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Vazão volumétrica do ar nas condições de operação (25 °C, 100 kPa):

$$\dot{V}_{AR} = \frac{0,2779 \times 8,314 \times 298,15}{28,96 \times 100} = 0,238 \text{ m}^3/\text{s} = 856,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

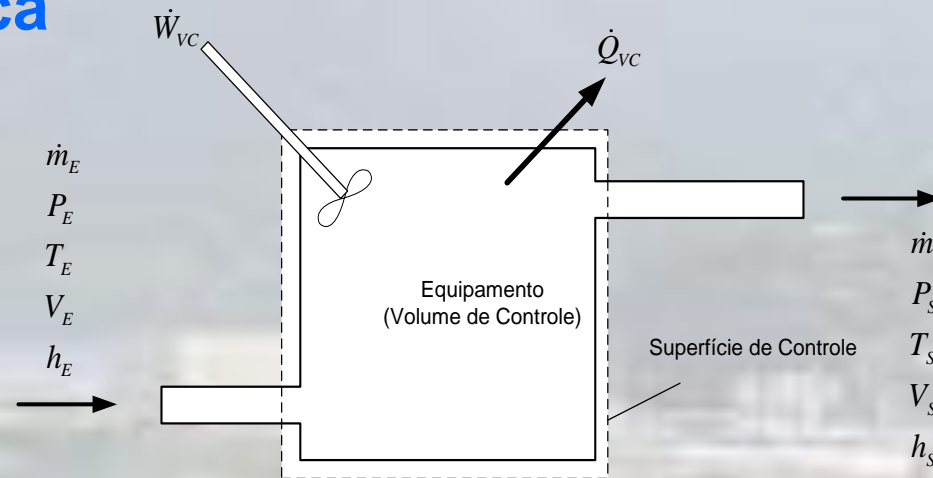
Lei da Conservação da Energia ou Primeira Lei da Termodinâmica

Esta lei se preocupa em contabilizar o balanço das diversas formas de energia. A lei estabelece que a energia (total) não pode ser criada, nem destruída, mas permanece constante.

A energia permanece inalterada num sistema isolado, mas, as *formas de energia* (energia interna, energia potencial gravitacional, energia cinética, calor e trabalho) podem variar.

Outras formas (energia elétrica ou química, por exemplo) podem também ser incluídas no balanço, mas não interessam no estudo aqui desenvolvido

Lei da Conservação da Energia ou Primeira Lei da Termodinâmica



$$\left(\text{variação da energia total contida no volume de controle} \right)_t = \left(\begin{array}{l} \text{energia que entra no} \\ \text{volume de controle} \\ \text{associada com os} \\ \text{fluxos mássicos} \end{array} \right)_t - \left(\begin{array}{l} \text{energia que deixa o} \\ \text{volume de controle} \\ \text{associada com os} \\ \text{fluxos mássicos} \end{array} \right)_t + (\text{calor trocado})_t - (\text{trabalho realizado})_t.$$

Ou matematicamente

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{VC} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s \right) + \dot{Q} - \dot{W}.$$

Lei da Conservação da Energia ou Primeira Lei da Termodinâmica

Convenção de sinais: são positivos o fluxo de calor **para** o volume de controle e o trabalho realizado **pelo** volume de controle

Para processos em *regime permanente* $\left(\frac{dE}{dt}\right)_{vc} = 0$, então:

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

Quando só existe um fluxo mássico através do equipamento. Da equação da conservação de massa:

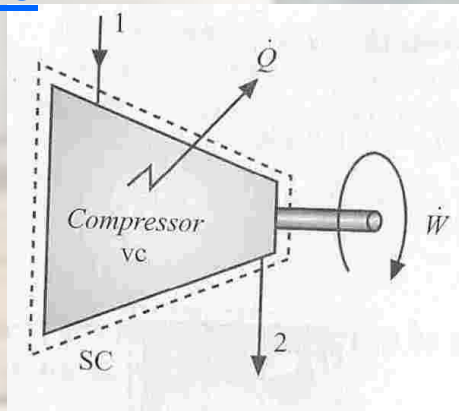
$$h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e + q = h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s + w$$

(q e w são os fluxos de calor específico e trabalho específico, isto é, por unidade de massa, de unidades J/kg)

Exemplo 1 – Conservação da massa e da energia

Num pequeno sistema de refrigeração operando com propano, R 290, o vapor entra a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 180 kPa no compressor e o deixa a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 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 fluxo de calor total perdido pelo compressor, bem como o fluxo de calor perdido por unidade de massa (específico). Entalpias específicas do vapor de propano (obtido do programa CATT 3*) são: Entrada: $h_1 = 271,2\text{ kJ/kg}$, Saída: $h_2 = 414,1\text{ kJ/kg}$.

Solução



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (\text{Cons. da massa})$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{W} \quad (\text{Cons. da energia})$$

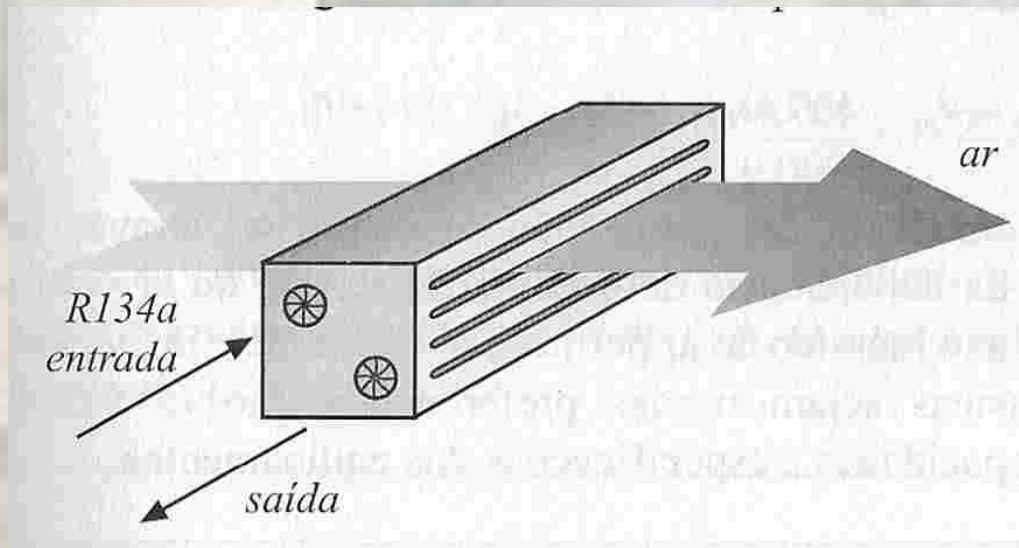
$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{W} = 0,009(414,1 - 271,2) - 1,5, \text{ ou } \dot{Q} = -0,2139\text{ kW}$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = -\frac{0,2139}{0,009} = -23,8\text{ kJ/kg}$$

(*) **nota** – se você procurar em outra tabela termodinâmica poderá obter outros valores das entalpias específicas de entrada e saída. No entanto, quando v. calcular a diferença entre elas, isto é, $\Delta h = h_2 - h_1$, o valor deverá ser o mesmo. Isto acontece, porque a entalpia específica é uma grandeza de valor não absoluto, mas que depende do estabelecimento de uma condição de referência, para o qual se assume o valor nulo. Assim, o que importa é o “salto” Δh entre os dois estados de interesse que, independentemente da referência adotada, deverá ser o mesmo.

Refrigerante R 134a entra nos tubos de um condensador a ar 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:

- Calcule o fluxo de calor trocado durante o processo de condensação,
- 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 para manter estas condições de operação.
- Calcule as vazões volumétricas de ar referidas às condições de entrada e de saída. São iguais? Comente sua resposta.



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

SOLUÇÃO

Deve-se definir um volume de controle imaginário em torno dos tubos de refrigerante do condensador. Aplica-se a lei de conservação de energia para esses tubos observando que não há trabalho e as energias cinética e potencial são desprezíveis. Assim, a equação da conservação da energia pode ser particularizada para o problema como:

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

ou

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

O sinal de menos (-) indica que o refrigerante perde calor para o ar. (Lembre-se da convenção de sinais adotada)

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:

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

como o fluxo de calor recebido pelo ar é o calor cedido pelo refrigerante com sinal trocado, então

$$\dot{m}_a = \frac{1,133}{35 - 25} = 0,1133 \text{ kg/s} = 407,88 \text{ kg/h.}$$

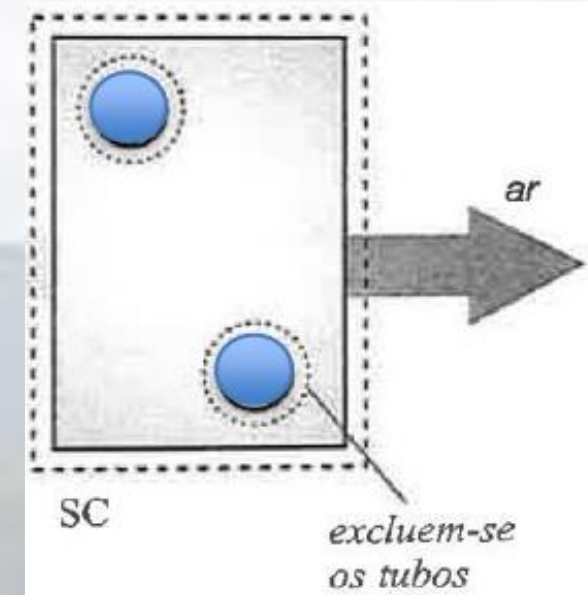
A vazão volumétrica do ar, \dot{V}_a , é dada por $\dot{V}_a = \dot{m}v$.

Assim, as vazões do ar são:

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

referida à condição de saída – $\dot{V}_{as} = 407,88 \times 0,90 = 367,09 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Como já informado, a vazão volumétrica “não se conserva”

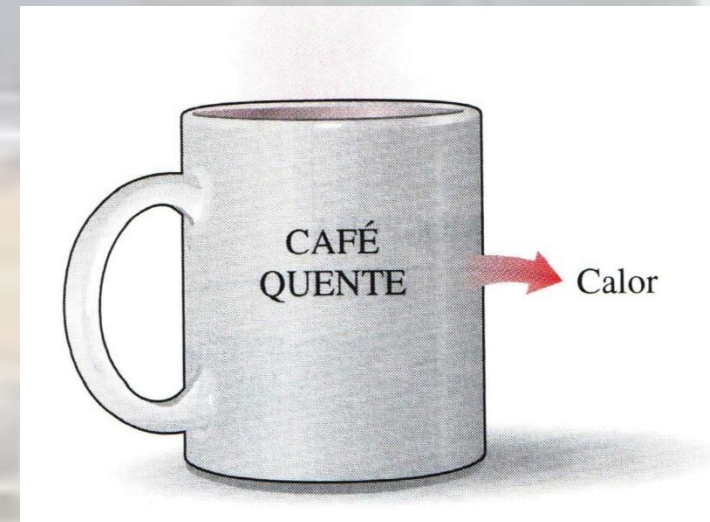


Segunda Lei da Termodinâmica

Esta lei indica as direções em que os processos termodinâmicos podem ocorrer, bem como, estabelece os limites teóricos para os processos de conversão de calor em trabalho, tal como ocorre nas máquinas térmicas (motores, turbinas, p.ex.) que operam continuamente em ciclos termodinâmicos.

Todos sabem que se colocarmos uma xícara com café quente em uma sala, calor será transferido da xícara aquecida para o ar da sala. Mas, se hipoteticamente invertermos a direção do fluxo de calor, isto é, da sala mais fria para a xícara mais quente, o processo não violará a lei da conservação da energia (1ª Lei). Mas...

Claro que sabemos que esse é um processo impossível !!!

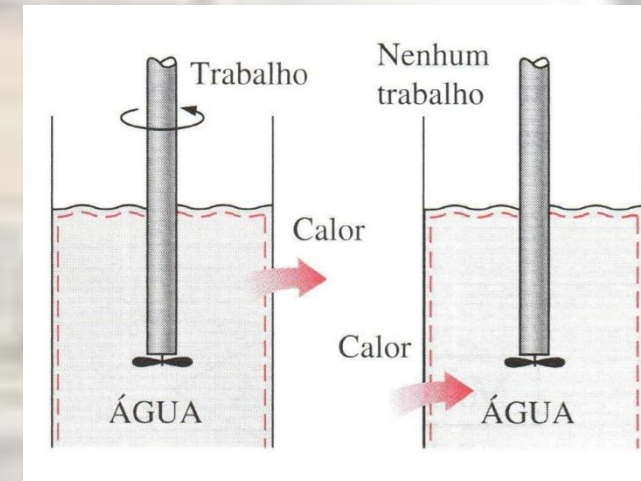
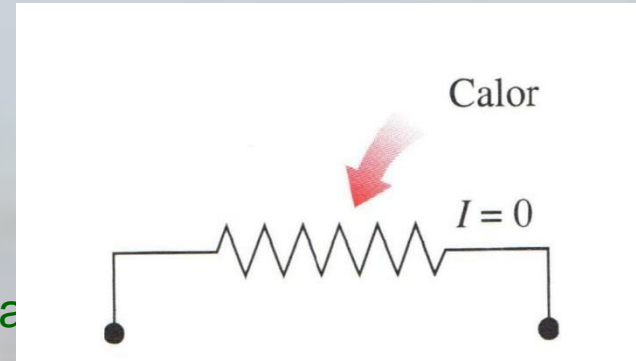


Outro exemplo é a passagem de uma corrente elétrica em uma resistência ôhmica. Todos sabemos que calor vai ser gerado por efeito joule. Por outro lado, se calor for fornecido à resistência, ninguém acredita que surgiria uma corrente elétrica espontânea através da resistência.

Finalmente, se um liquidificador cheio de água for posto para funcionar, o trabalho de acionamento da hélice trituradora do mesmo será transformado em calor. Porém, se o processo for invertido e for fornecido calor à água, ninguém espera que haverá a produção de trabalho do eixo girante de forma espontânea.

Esses dois últimos exemplos também mostram que, embora a 1a. Lei não seja violada, eles não podem ocorrer de forma espontânea na natureza. Isto quer dizer que:

Processos naturais ocorrem em DIREÇÃO ÚNICA



CONVERSÃO CÍCLICA ENTRE CALOR E TRABALHO E VICE-VERSA

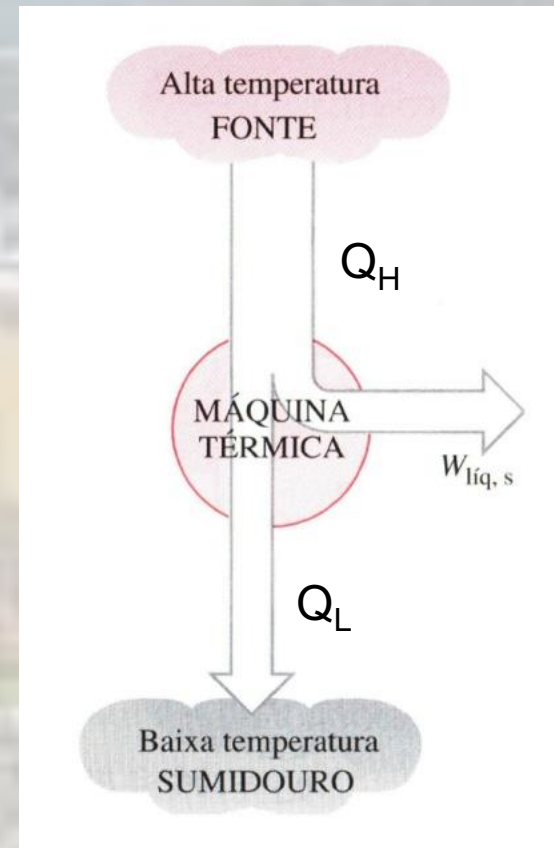


MÁQUINAS TÉRMICAS

Embora em alguns processos seja possível transformar calor em trabalho integralmente, a transformação contínua na *forma cíclica* só é possível mediante a execução de, pelo menos, quatro processos termodinâmicos, que são:

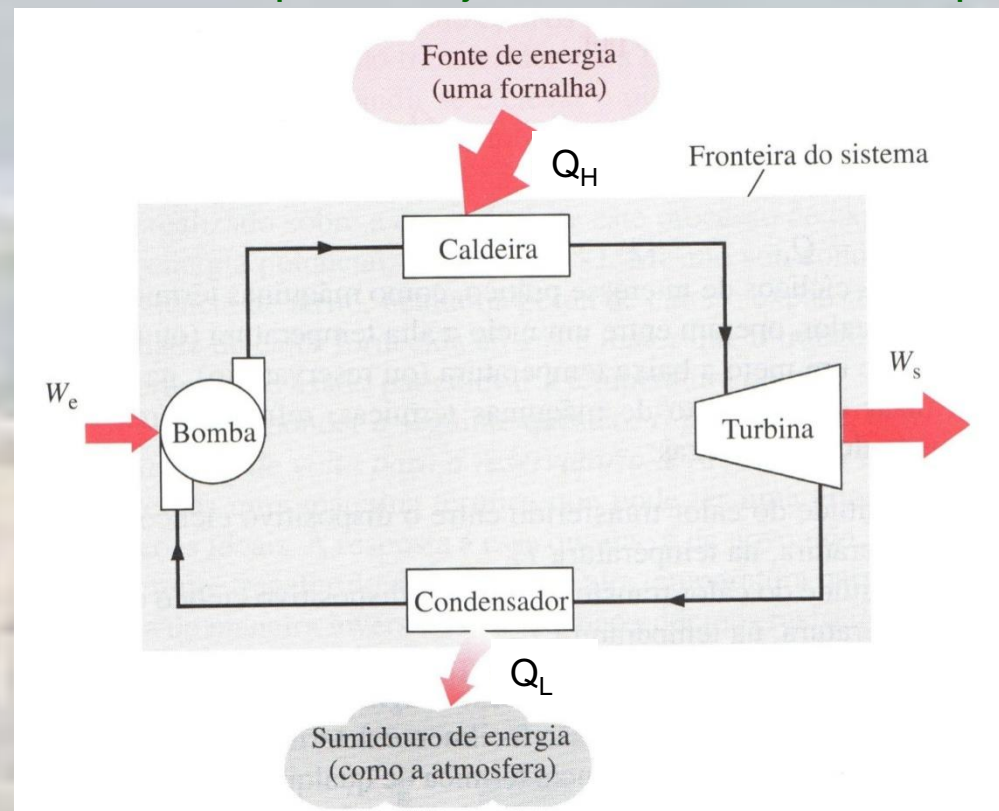
- 1 – recebimento de calor em alta temperatura;
- 2 – máquina que transforma essa energia em alta temperatura em trabalho (turbina a vapor, p. ex.);
- 3 – rejeito de calor em baixa temperatura;
- 4 – fechamento do ciclo com retorno ao estado inicial.

$$W_{liq} = Q_H - Q_L$$



MÁQUINAS TÉRMICAS

Um bom exemplo de máquina térmica é um ciclo térmico a vapor. Embora, estritamente falando, motores de combustão interna e turbinas a gás não operem em ciclos termodinâmicos, algumas hipóteses podem ser feitas de forma que, do ponto de vista ideal, essas máquinas sejam tratadas como máquinas térmicas.



MÁQUINAS TÉRMICAS – eficiência térmica

No exemplo anterior, o trabalho líquido do ciclo é dado por $W_{liq} = Q_H - Q_L$, conforme 1ª Lei, pois, todo o vapor (e líquido) que circula pelas tubulações, máquinas e equipamentos retornam ao estado inicial e, portanto, $\Delta U = 0$.

Define-se a eficiência térmica de uma máquina térmica como sendo:

$$\text{eficiência térmica, } \eta = \frac{\text{trabalho líquido}}{\text{calor total fornecido}}$$

ou

$$\eta = \frac{W_{liq}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad \Rightarrow \quad W_{liq} = \eta \times Q_H < Q_H$$

Note que a eficiência térmica é sempre menor que a unidade, ou seja, não se pode transformar todo calor em trabalho. A mesma expressão é válida em termos de potência e taxa de calor.

MÁQUINAS TÉRMICAS – eficiência térmica - exemplo

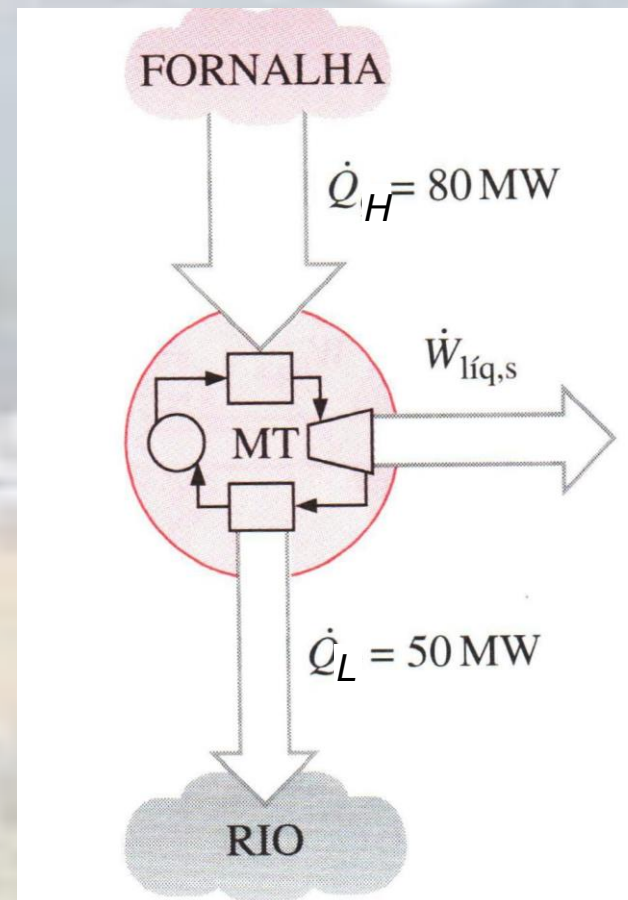
Calor é transferido de uma fornalha para uma máquina térmica a uma taxa de 80 MW. Se a taxa com a qual calor é rejeitado para um rio próximo for de 50 MW, determine a potência líquida produzida e a eficiência térmica da máquina térmica.

Solução

Pela 1ª Lei, a potência líquida produzida pela máquina é:

$$\dot{W}_{liq,s} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = (80 - 50) MW = 30 MW$$

A eficiência térmica é determinada por: $\eta_t = \frac{\dot{W}_{liq,s}}{\dot{Q}_H} = 0,375$



MÁQUINA TÉRMICA DE CARNOT

PERGUNTA: Dadas a temperatura de fornecimento de calor T_H e a temperatura de rejeição de calor T_L , qual a máxima eficiência térmica teórica que uma máquina térmica pode ter?

RESPOSTA: É a máquina térmica de Carnot

Carnot mostrou que a razão entre o calor rejeitado e recebido é igual à razão entre as temperaturas absolutas correspondentes, isto é:

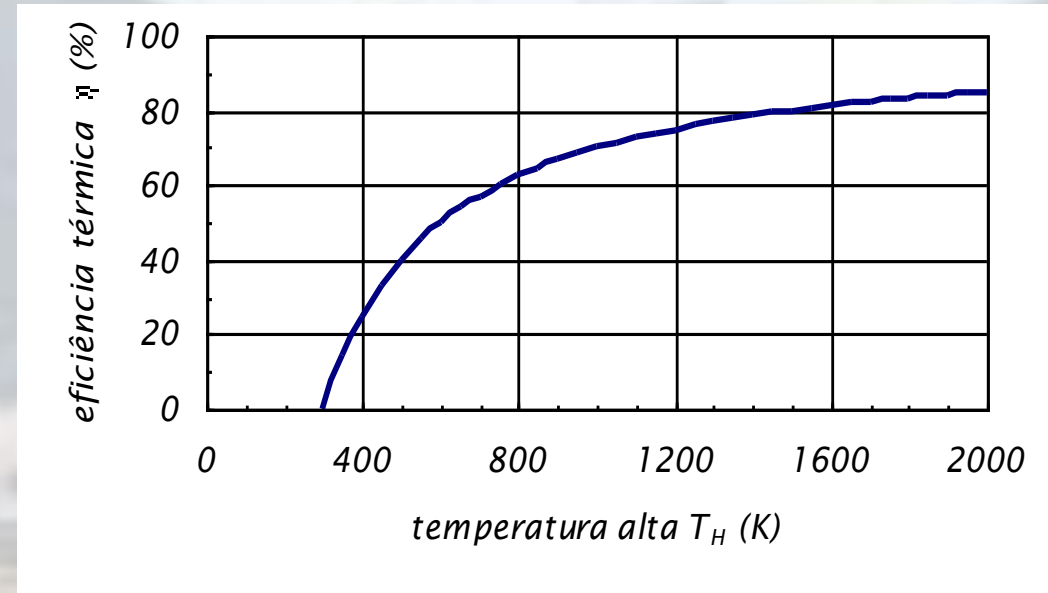
$$\frac{Q_L}{Q_H} = \frac{T_L}{T_H}$$

Essa relação é relativamente fácil de ser provada. De forma que a máxima eficiência térmica, que é a de Carnot, é dada por:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

MÁQUINA TÉRMICA DE CARNOT

O gráfico da figura ao lado ilustra a eficiência térmica como função da temperatura T_H para $T_L = 300$ K.



Exemplificando, suponha que se possa atribuir a temperatura de 600 °C para um dado processo de combustão. Nesse caso, qual seria a máxima eficiência térmica possível para um ciclo térmico operando entre essa temperatura e o meio ambiente (300 K)?

$$\eta_C = 1 - \frac{300}{600 + 273,15} = 0,6564 = 65,64\%$$

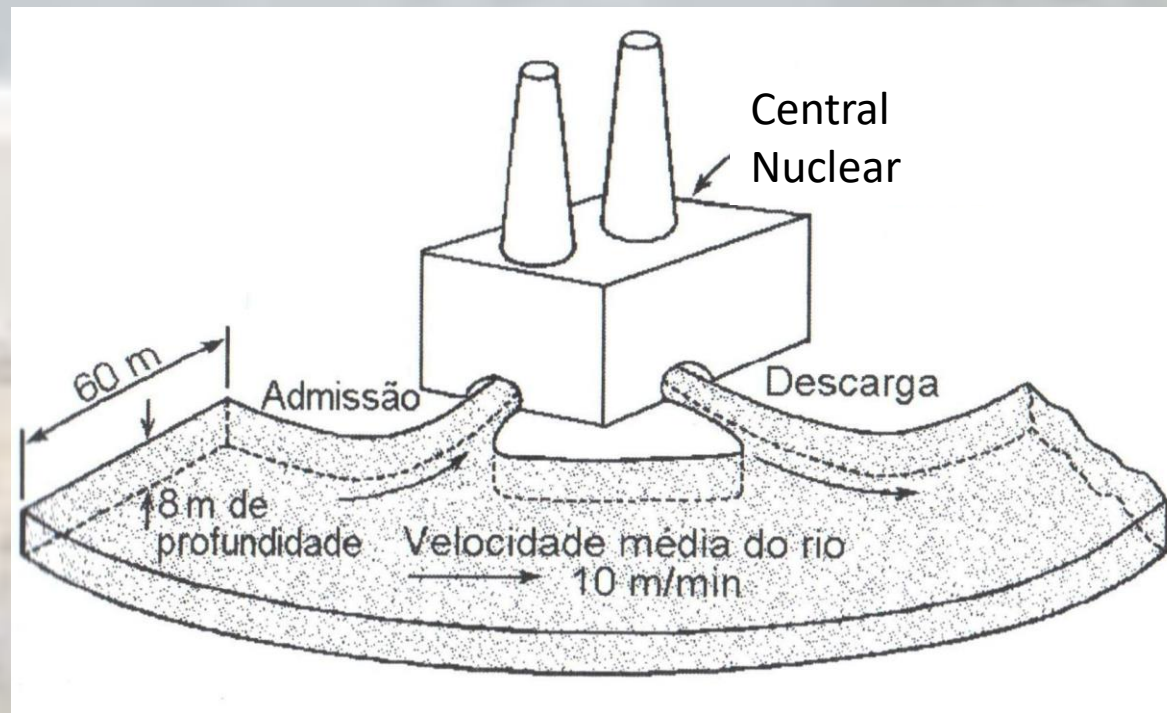
Exercício para entrega imediata

Determine a máxima eficiência térmica de uma central nuclear em que vapor é produzido a 700°C e a condensação ocorre a 40°C .

Forneça o valor na enquete do *Google Meet*...

Exercício

Propõe-se construir uma central nuclear com potencia de 1000 MW e utilizando vapor de água como fluido de trabalho. Os condensadores devem ser resfriados com água de um rio (ver figura abaixo). A temperatura máxima do vapor será de $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a pressão nos condensadores será de 10 kPa. Como consultor de engenharia, você é solicitado a estimar o aumento da temperatura na água do rio (entre montante e jusante da usina). Qual é a sua estimativa?



Exercício – solução

Sabe-se que: $\eta_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_H}$ e, da 1ª Lei que, $\dot{Q}_H = \dot{W}_T + \dot{Q}_L$

Então, substituindo na eficiência, \dot{Q}_H , vem: $\dot{Q}_L = \dot{W}_T \left(\frac{1}{\eta_T} - 1 \right)$

Por outro lado, vamos estimar o rendimento a partir da expressão de Carnot (já que não temos outros elementos para calcular o rendimento térmico real):

$$\eta_T \approx \eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Mas, T_L é a temperatura de condensação, $T_{\text{sat}}(P=10 \text{ kPa}) = 45,81 \text{ °C} = 318,96 \text{ K}$

e $T_H=550 \text{ °C} = 823,15 \text{ K}$, Logo:

$$\eta_T = 1 - \frac{318,96}{823,15} = 0,613$$

Exercício - solução

$$\dot{Q}_{cond} = 10000000 \times \left(\frac{1}{0,613} - 1 \right) = 632618 kW$$

Toda a taxa de calor do condensador de rejeição vai para o rio.

De forma que:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{rio} C_p \Delta T_{rio}$$

$$\dot{m}_{rio} = \rho VA \text{ (assumido } \rho = 1000 kg / m^3)$$

$$\dot{m}_{rio} = 1000 \times \frac{10}{60} \times 60 \times 8 = 80000 kg / s$$

$$\Delta T_{rio} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{rio} C_p} = \frac{632618}{80000 \times 4,18} = 1,9^\circ C$$

No caso real, o rendimento térmico será menor do que o de Carnot e, portanto, a taxa de calor a ser rejeitada seria maior. De forma que o aumento de temperatura da água do rio também seria maior.

Segunda Lei da Termodinâmica

Esta lei 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

Para se entender a 2ª lei é importante conhecer os conceitos de processo reversível e processo irreversível, assim como, entropia.

- 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

Os processos irreversíveis são causados por diversos fatores, tais como: atrito, trocas de calor com diferenças finitas de temperatura, mistura de fluidos com diferente pressão, mistura de componentes químicos distintos, entre outros.

Segunda Lei da Termodinâmica

Define-se *entropia* S como sendo:

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

A unidade da entropia é J/K
e da entropia específica é J/kg.K

A entropia é associada a um processo reversível em que ocorre troca de calor a uma dada temperatura. A variação de entropia será sempre igual, independente 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 para um processo cíclico:

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

(A igualdade é válida para um processo reversível, enquanto que a desigualdade é válida para um processo irreversível)

Segunda Lei da Termodinâmica

A segunda lei da Termodinâmica é geralmente enunciada por meio de dois enunciados .

Kelvin-Planck - É impossível construir uma máquina que opera segundo um ciclo termodinâmico em que todo o calor seja transformado em trabalho.

Clausius - 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:

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

S_{VC} é a entropia total do VC

s_i é a entropia específica associada a cada fluxo mássico

\dot{S}_G é a taxa temporal de entropia gerada devido às irreversibilidades. É uma grandeza sempre positiva, ou nula quando o processo for reversível

Segunda Lei da Termodinâmica

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

$$\sum_{j=1}^n \dot{m}_s s_s = \sum_{i=1}^m \dot{m}_e s_e + \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} \quad \text{Regime permanente e reversível}$$

$$\sum_{j=1}^n \dot{m}_s s_s = \sum_{i=1}^m \dot{m}_e s_e \quad \text{Regime permanente, reversível e adiabático:}$$

$$s_s = s_e$$

Regime permanente, reversível, adiabático para um mesmo fluxo mássico de entrada e de saída

$$s_s \geq s_e$$

Regime permanente, irreversível, adiabático para um mesmo fluxo mássico de entrada e de saída

Exemplo

Vapor de água entra numa turbina a 300°C, pressão de 1 MPa. O vapor sai da turbina a pressão de 150 kPa. Determine o trabalho específico realizado pelo vapor que escoar na turbina, admitindo que o processo seja adiabático e reversível.

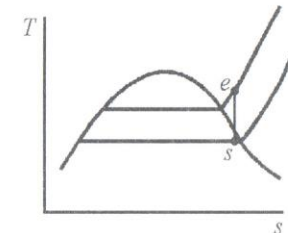
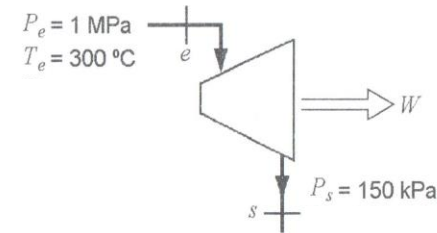
Volume de controle: Turbina.

Estado de entrada: Indicado na figura

Estado de saída: apenas P_s conhecido.

Processo: Regime permanente.

Modelo: Despreze energia cinética



Análise: Equação da continuidade: $\dot{m}_s = \dot{m}_e = \dot{m}$

1a lei da termodinâmica: $h_e = h_s + w$

2a lei da termodinâmica: $s_s = s_e$

Resolução

Das tabelas de vapor de água, obtém-se as seguintes propriedades:

$$h_e = 3051,2 \text{ kJ/kg e } s_e = 7,1228 \text{ kJ/kg K}$$

As duas propriedades conhecidas no estado final são pressão e entropia

$$P_s = 0,15 \text{ MPa e } s_s = s_e = 7,1228 \text{ kJ/kg K}$$

Portanto, o título e a entalpia do vapor de água que sai da turbina podem ser determinados

$$s_s = 7,1228 \text{ kJ/kg K} = x_s s_V + (1 - x_s) s_L = 7,2232 x_s + (1 - x_s) 1,4335$$

$$\text{Logo: } x_s = 0,9827$$

Assim,

$$h_s = h_L + x_s h_{LV} = x_s h_V + (1 - x_s) h_L = 0,9827 \times 2693,54 + (1 - 0,9827) \times 467,08 = 2655,0 \text{ kJ/kg}$$

Portanto, o trabalho por unidade de massa realizado pelo vapor no processo isoentrópico pode ser determinado utilizando-se a equação da 1ª lei da termodinâmica.

$$w = 3051,2 - 2655,0 = 396,2 \text{ kJ / kg}$$

Exemplo

Um inventor alega ter construído um compressor frigorífico adiabático que recebe vapor saturado de R-134a a -20°C e descarrega o vapor a 1 MPa e 40°C . Este processo viola a 2ª lei da termodinâmica?

Análise:

O processo é adiabático e ocorre em regime permanente. A segunda lei da termodinâmica indica que $s_s \geq s_e$

Solução: Das tabelas de R-134a para os estados indicados, vem:

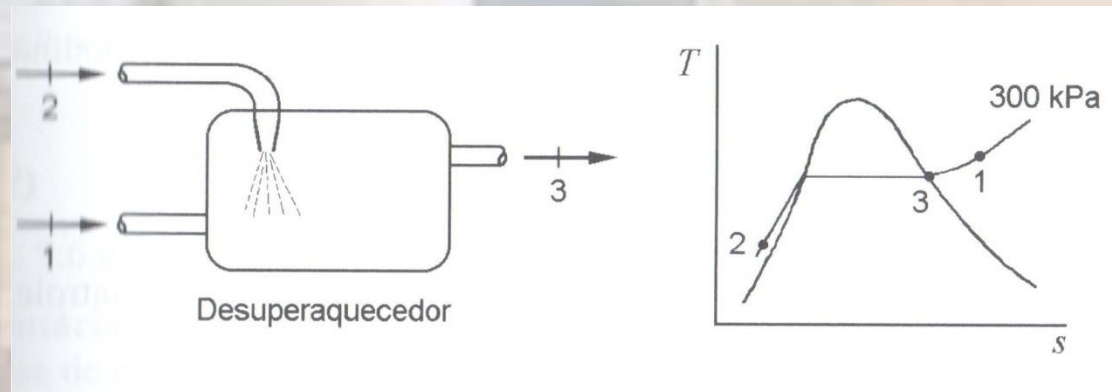
$$s_s = 1,7148 \text{ kJ / kgK} \quad \text{e} \quad s_e = 1,7395 \text{ kJ / kgK}$$

Temos, então, que $s_s < s_e$. A segunda lei da termodinâmica requer que $s_s > s_e$. Assim, o compressor alegado viola a 2ª lei da termodinâmica e, portanto, não é possível.

NOTA: *é possível que a entropia de saída seja menor que a da entrada em compressores não adiabáticos. Nesse caso, há de se ter transferência de calor do compressor para o meio (veja a 2ª Lei), como ocorre em compressores resfriados a ar ou a água.*

Exemplo

Os desuperaquecedores são utilizados para produzir vapor saturado a partir da mistura de vapor superaquecido com água no estado líquido. A figura mostra o esboço de um equipamento desse tipo que é alimentado com 2 kg/s de vapor d'água a 200°C e 300 kPa e com água líquida a 20°C. Determine a vazão em massa de água líquida para que o desuperaquecedor descarregue vapor saturado a 300 kPa. Calcule, também, a taxa de geração de entropia nesse processo de mistura.



Volume de controle: Desuperaquecedor
Estados nas entradas: conhecidos
Estado na saída: p_s conhecida
Processo: Regime permanente, adiabático e sem realização de trabalho.
Modelo: Tabelas de vapor de água

Resolução

Análise: vamos admitir que a pressão na água é uniforme e igual a 300 kPa. Como o processo ocorre em regime permanente, é adiabático e não apresenta a interação trabalho, temos:

Equação da continuidade: $\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$

Primeira lei da termodinâmica: $\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$

Segunda lei da termodinâmica: $\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{S}_{ger} = \dot{m}_3 s_3$

Solução: A entalpia e a entropia do estado 2 vão ser consideradas iguais àquelas do estado saturado a 20°C. Utilizando as tabelas de vapor de água, obtemos:

$$\begin{aligned} h_1 &= 2865,54 \text{ kJ / kg} & s_1 &= 7,3115 \text{ kJ / kg} & h_3 &= 2725,30 \text{ kJ / kg} & s_3 &= 6,9918 \text{ kJ / kgK} \\ h_2 &= 83,94 \text{ kJ / kg} & s_2 &= 0,2966 \text{ kJ / kg} \end{aligned}$$

Resolução

A vazão em massa de líquido pode ser calculada com a 1ª lei da termodinâmica, ou seja,

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_1 - h_3}{h_3 - h_2} = 2 \frac{2865,54 - 2725,30}{2725,30 - 83,94} = 0,106 \text{ kg / s}$$

e

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = 2,106 \text{ kg / s}$$

A taxa de geração de entropia no processo pode ser calculada com a 2ª lei da termodinâmica,

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2$$

$$\dot{S}_{ger} = 2,106 \times 6,9918 - 2 \times 7,3115 - 0,106 \times 0,2966 = 0,072 \text{ kW / K}$$

Processos Termodinâmicos

Principais fluidos associados aos processos termodinâmicos

ar atmosférico, vapor de água, gases de combustão

Considerando-se que esses fluidos trabalham em baixas pressões, podem ser considerados como gases ideais ou perfeitos (GI)

A variação da entropia de um GI num processo termodinâmico (1-2) pode ser definida em termos de um processo reversível qualquer, do tipo:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T}$$

A variação da entropia para esse caso é:

$$Tds = du + Pdv$$

Para um gás perfeito: $du = c_v dT$ e $\frac{P}{T} = \frac{R}{v}$

Processos Termodinâmicos

Assim, é possível escrever

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + \frac{Rdv}{v} \quad \text{ou} \quad s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v \frac{dT}{T} + R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right)$$

A variação da entalpia para esse caso é: $Tds = dh - vdP$
(analogamente ao caso anterior)

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

Assim:

$$ds = c_p \frac{dT}{T} + \frac{RdP}{P} \quad \text{ou} \quad s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p \frac{dT}{T} + R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

Processos Termodinâmicos

Considerando C_v e C_p constantes:

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

e

$$s_2 - s_1 = C_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

Também, os calores específicos podem ser relacionados com a temperatura, em forma analítica, da seguinte forma, C_p ou $C_v = f(T)$.

Processo Isoentrópico para um Gás Perfeito

Se na expressão anterior $s_2 = s_1$, então:

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

k é a razão entre calores específicos, isto é: $k = \frac{C_P}{C_v}$ e, para o ar, vale 1,4.

O trabalho específico (por unidade de massa)
de expansão para um VC:

$$w_{1-2} = - \int_{P_1}^{P_2} v dP$$

Substituindo a relação entre v e P acima na expressão do trabalho isoentrópico, vem:

$$W_{1-2} = - \int_{P_1}^{P_2} v dP = -cte \times \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P^{1/k}} = - \frac{k}{k-1} \left[P_2 v_2 - P_1 v_1 \right] = - \frac{kR}{k-1} (T_2 - T_1)$$

Exemplo

Ar é comprimido, num compressor centrífugo, da condição ambiental, 290 K e 100 kPa, até a pressão de 1,0 MPa. Admitindo que o processo é adiabático e reversível (isoentrópico) e que as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis; calcule o trabalho específico no processo de compressão e a temperatura do ar na seção de descarga do compressor.

Volume de controle: Compressor

Estado na entrada: p_e , T_e conhecidos; estado determinado

Estado na saída: p_s conhecido

Processo: Regime permanente

Modelo: Gás perfeito com calores específicos constantes (Tab. A.5)

Análise: Como este processo é adiabático, reversível e em regime permanente, podemos escrever:

$$\text{Equação da continuidade: } \dot{m}_s = \dot{m}_e = \dot{m}$$

$$1^{\text{a}} \text{ lei da termodinâmica: } h_e = h_s + w$$

$$2^{\text{a}} \text{ lei da termodinâmica: } s_s = s_e$$

Resolução

Solução: Para o ar, $C_{p0} = 1,004 \text{ kJ/kgK}$ e $k=1,4$

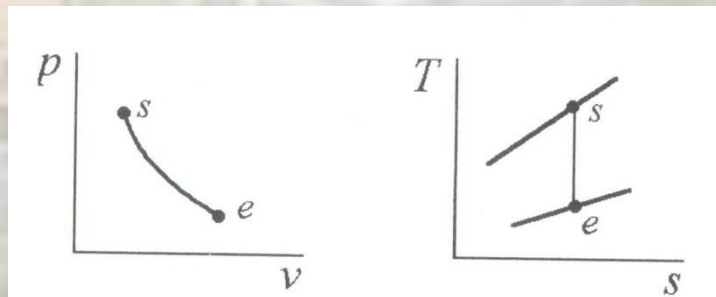
$$s_e = s_s \Rightarrow T_s = T_e \left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_s = 290 \cdot \left(\frac{1000}{100} \right)^{0,2857} = 559,9 \text{ K}$$

O trabalho específico no processo pode ser calculado pela primeira lei da termodinâmica, ou seja,

$$w = h_e - h_s = C_{p0}(T_e - T_s) = 1,004(290 - 559,9) = -271 \text{ kJ / kg}$$

A figura mostra os diagramas $p - v$ e $T - s$ do processo de compressão analisado nesse exemplo



Exemplo

Calcule o trabalho, por quilograma, para bombear água isoentropicamente de 100kPa e 30°C até 5 MPa. Calcule, também, a potência para bombear 1 kg/s nesta mesma bomba.

Volume de controle: Bomba

Estado de entrada: p_e , T_e conhecidos; estado determinado

Estado de saída: p_s conhecidos

Processo: Regime permanente

Modelo: Tabelas de vapor d'água

Análise: Vamos admitir que o processo ocorra em regime permanente e que seja reversível e adiabático (isoentrópico) e, também, que as variações de energias cinética e potencial são desprezíveis. Assim,

Primeira lei: $h_e = h_s + w$

Segunda lei: $s_s - s_e = 0$

Resolução

Como p_s e s_s são conhecidos, o estado s está determinado, e portanto, h_s é conhecido. O trabalho específico, w , pode ser determinado com a primeira lei da termodinâmica. Entretanto, o processo é reversível, ocorre em regime permanente e as variações de energias cinética e potencial são desprezíveis. Assim, a aplicação da equação abaixo, é válida. Adicionalmente, como está sendo bombeado um líquido, o volume específico variará muito pouco durante o processo.

$$w_s = -\int_e^s v dP$$

Das tabelas de vapor, $v_e = 0,0001004 \text{ m}^3/\text{kg}$. Como o volume específico é praticamente constante (líquido incompressível) e usando a equação acima, obtemos o módulo do trabalho específico:

$$w_s = \left| -\int_e^s v dP \right| = v(p_2 - p_1) = 0,001004 \times (5000 - 100) = 4,92 \text{ kJ} / \text{kg}$$

A potência total de acionamento para a vazão de um 1 kg/s, será:

$$\dot{W}_s = \dot{m} \times w_s = 1 \times 4,92 = 4,92 \text{ kW}$$

$$w_B = \frac{w_s}{\eta_B}$$

Cálculo de potência de acionamento de bombas

O trabalho específico real w_B [kJ/kg] consumido para acionar a bomba é maior que o trabalho isoentrópico, w_s , devido às ineficiências da bomba. Sendo η_B , a eficiência isoentrópica da bomba, então:

$$w_B = \frac{w_s}{\eta_B}$$

Para obtenção da potência total de acionamento, \dot{W}_B [kW], deve-se multiplicar este trabalho pela vazão mássica, \dot{m} [kg/s] ou seja:

$$\dot{W}_B = \dot{m} \frac{w_s}{\eta_B}$$

Finalmente, a potência total de acionamento da bomba pode também ser dada em termos de vazão volumétrica, \dot{Q}_V [m³/s] ou seja:

$$\dot{W}_B = \rho \dot{Q}_V \frac{w_s}{\eta_B} = \dot{Q}_V \frac{\Delta P}{\eta_B}$$

Exemplo - continuação

Calcule a potência real de acionamento do exemplo anterior, se a eficiência isoentrópica da bomba for de 80%.

Resolução

$$\dot{W}_B = \frac{\dot{W}_s}{\eta_B} = \frac{4,92}{0,8} = 6,15kW$$

O aumento de potência de acionamento da bomba se deve às irreversibilidades do equipamento (atrito, problemas hidrodinâmicos, etc).