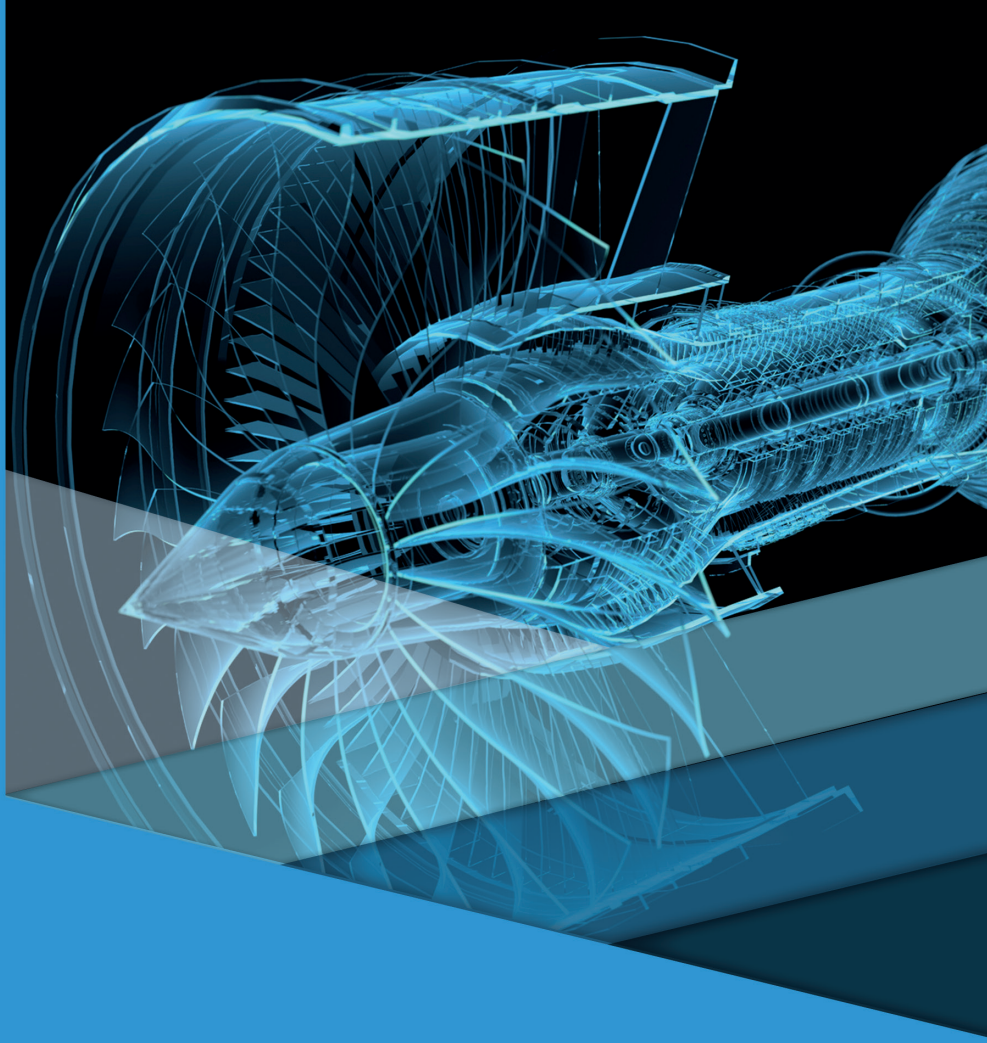


Termodinâmica

Termodinâmica

Pedro Carvalho Filho

© 2018 por Editora e Distribuidora Educacional S.A.
Todos os direitos reservados. Nenhuma parte desta publicação poderá ser reproduzida ou transmitida de qualquer modo ou por qualquer outro meio, eletrônico ou mecânico, incluindo fotocópia, gravação ou qualquer outro tipo de sistema de armazenamento e transmissão de informação, sem prévia autorização, por escrito, da Editora e Distribuidora Educacional S.A.

Presidente
Rodrigo Galindo

Vice-Presidente Acadêmico de Graduação e de Educação Básica
Mário Ghio Júnior

Conselho Acadêmico
Ana Lucia Jankovic Barduchi
Camila Cardoso Rotella
Danielly Nunes Andrade Noé
Grasiele Aparecida Lourenço
Isabel Cristina Chagas Barbin
Lidiane Cristina Vivaldini Olo
Thatiane Cristina dos Santos de Carvalho Ribeiro

Revisão Técnica
Ana Paula Basqueira

Editorial
Camila Cardoso Rotella (Diretora)
Lidiane Cristina Vivaldini Olo (Gerente)
Elmir Carvalho da Silva (Coordenador)
Letícia Bento Pieroni (Coordenadora)
Renata Jéssica Galdino (Coordenadora)

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

C331t Carvalho Filho, Pedro
Termodinâmica / Pedro Carvalho Filho. – Londrina : Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2018.
264 p.

ISBN 978-85-522-1186-0

1. Leis da termodinâmica. 2. Ciclos termodinâmico. 3. Energia. I. Carvalho Filho, Pedro. II. Título.

CDD 621

Thamiris Mantovani CRB-8/9491

2018
Editora e Distribuidora Educacional S.A.
Avenida Paris, 675 – Parque Residencial João Piza
CEP: 86041-100 — Londrina — PR
e-mail: editora.educacional@kroton.com.br
Homepage: http://www.kroton.com.br/

Sumário

Unidade 1 | Introdução aos conceitos fundamentais da termodinâmica — **9**

Seção 1.1 - Conceitos introdutórios e definições em termodinâmica — 12

Seção 1.2 - Obtenção de propriedades termodinâmicas — 32

Seção 1.3 - Avaliação de propriedades termodinâmicas — 51

Unidade 2 | Modelo de gás ideal e a primeira lei da termodinâmica — **73**

Seção 2.1 - Fator de compressibilidade e modelo de gás ideal — 75

Seção 2.2 - Avaliação de propriedades e aplicação do modelo de gás ideal — 95

Seção 2.3 - Balanço de energia — 115

Unidade 3 | Análise do volume de controle e a segunda lei da termodinâmica — **139**

Seção 3.1 - Conservação da massa e conservação da energia para um volume de controle — 141

Seção 3.2 - Análise de volumes de controle — 159

Seção 3.3 - Segunda lei da termodinâmica — 183

Unidade 4 | Aplicação da segunda lei e entropia — **201**

Seção 4.1 - Aplicação da segunda lei da termodinâmica — 203

Seção 4.2 - Entropia — 220

Seção 4.3 - Balanço de entropia — 241

Palavras do autor

Prezado aluno, seja bem-vindo ao material da disciplina Termodinâmica.

Com certeza, no dia de hoje, você já deve ter utilizado equipamentos que tem seu funcionamento baseado nos princípios da Termodinâmica. Exemplos desses equipamentos são a geladeira, o automóvel, a motocicleta, o condicionador de ar residencial e veicular, o aquecedor solar, a panela de pressão, dentre outros. Temos inúmeros outros equipamentos de maior porte, como o avião, os foguetes espaciais e as usinas termelétricas de geração de eletricidade.

A produção de energia é fundamental para o desenvolvimento de um país e, ao longo da história da civilização, o homem vem se utilizando dela para a produção de trabalho e, consequentemente, proporciona o desenvolvimento tecnológico. A partir da revolução industrial, que promoveu a utilização de máquinas a vapor nos processos produtivos, houve um grande salto tecnológico e passou-se a adotar o conceito de produção em massa, substituindo a força de trabalho humano pelas máquinas transformadoras de energia térmica em trabalho, como nos primeiros teares a vapor e nas locomotivas e navios a vapor. Do desenvolvimento do motor à combustão interna, essa transformação de energia térmica em trabalho foi implementada aos principais meios de transporte, como os automóveis, as motocicletas e os aviões. A corrida espacial aprofundou os estudos em termodinâmica e a aplicação desses conceitos em foguetes, mísseis e demais equipamentos, permitiu que o homem chegasse à lua. Entretanto, a utilização de combustíveis fósseis e ciclos termodinâmicos com baixa eficiência provocaram um aumento significativo na poluição atmosférica, dos solos e dos recursos hídricos. Assim, para que esse desenvolvimento proporcionado pela conversão de energia térmica em trabalho seja sustentável, são necessárias práticas de sustentabilidade que visem à preservação do meio ambiente. Um exemplo dessa prática é a utilização de energias renováveis, que são aquelas provenientes de fontes renováveis como as energias eólica, solar, hídrica e biomassa, e de ciclos termodinâmicos com maior eficiência

térmica, tanto para motores térmicos e caldeiras, quanto para ciclos de refrigeração, como condicionadores de ar e câmaras frias. Nesse sentido, a Termodinâmica é a ciência da energia (ÇENGEL, 2013, p. 2), também conhecida como a ciência que trata do calor, do trabalho e das propriedades das substâncias relacionadas ao calor e ao trabalho (VAN WYLEN, 2012, p. 14), contribui imensamente para que o desenvolvimento sustentável seja o resultado do melhor aproveitamento dessas energias.

Na primeira unidade de ensino, você conhecerá e compreenderá os conceitos introdutórios de Termodinâmica, as propriedades termodinâmicas, os conceitos de estado, processo e ciclo termodinâmico, substância pura e as energias a ela relacionadas, e compreenderá como ocorre uma mudança de fase e como é dada a relação entre propriedades em um diagrama $P - \upsilon - T$.

Conhecer e compreender o modelo de gás ideal, a Primeira Lei da Termodinâmica, os conceitos de calor e trabalho e a conservação de energia, que é um dos pilares da Termodinâmica, será o seu desafio na segunda unidade de ensino, na qual você compreenderá que a energia não pode ser criada, nem suprimida, apenas transformada.

O outro pilar da Termodinâmica, a conservação da massa, será apresentado na Unidade 3, na qual você será capaz de analisar um volume de controle e aplicar a Segunda Lei da Termodinâmica para determinar a espontaneidade de um processo, em aplicações práticas em bocais, difusores, turbinas, compressores, bombas e trocadores de calor, dentre outros equipamentos.

Finalizando, na Unidade 4, você conhecerá e compreenderá o conceito de entropia para a análise e aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica e do balanço de entropia, avaliando a eficiência máxima de processos e ciclos, além de conhecer e compreender o conceito de irreversibilidade. Com tudo isso, você será capaz de determinar o sentido de um processo.

Então, você conseguiu visualizar a importância da Termodinâmica em nossas vidas e como estes conceitos irão contribuir para o seu desenvolvimento profissional? Pronto para ampliar o seu horizonte de conhecimento? Agora é com você! Estude, revise, questione e seja crítico em sua leitura. Aproveite os momentos de pré-aula, aula e pós-aula e pesquise mais sobre os assuntos abordados em

cada seção, identificando os processos e ciclos termodinâmicos presentes em seu dia a dia e no contexto profissional.

Bons estudos!

Introdução aos conceitos fundamentais da termodinâmica

Convite ao estudo

Olá, aluno! Vamos iniciar a primeira unidade da nossa disciplina de Termodinâmica? Já parou para pensar o quão importante em nosso dia a dia são as diversas formas de energia, como a eletricidade, a energia mecânica das máquinas, dos automóveis e a energia através do calor, utilizada nos sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar? A correta utilização da energia facilita a vida das pessoas, contribui para o bem-estar e conforto físico, como a geladeira e o condicionador de ar, e multiplica os esforços relativos à utilização de máquinas térmicas, que convertem energia térmica em trabalho, dentre as quais os automóveis e motocicletas fazem parte, além de caldeiras, turbinas a gás, dentre outros.

Para compreender o que significa os conceitos de energia e de conservação de energia, inicialmente você conhecerá a definição de sistema, suas propriedades, estado e os processos termodinâmicos que podem ocorrer nesse sistema. Saberá avaliar pressão, temperatura e volume específico e determinar a fase em que se encontra o sistema, bem como a ocorrência de uma possível mudança de fase. Conhecerá os conceitos de substância pura e modelo de gás ideal e compreenderá como identificar o estado do sistema através do diagrama $P-\upsilon-T$. Ao final da unidade, você compreenderá o diagrama generalizado de compressibilidade e os conceitos de calores específicos e da avaliação de propriedades de líquidos e sólidos. Ficou curioso? Pois estes conceitos já fazem parte da sua vida. Por exemplo, você já retirou um alimento da geladeira a fim de colocá-lo no fogo para cozinhar? A geladeira utiliza um ciclo termodinâmico de refrigeração, com

propriedades, estados e mudanças de fase definidos em cada parte (ou equipamentos) do ciclo.

Por ser uma disciplina bastante conceitual, é conveniente você fazer o uso de um bloco de anotações, seja ele eletrônico ou em papel, para um melhor aproveitamento e entendimento desses conceitos, contribuindo, e muito, para o processo ensino-aprendizagem.

Para contextualizar, vamos imaginar que você trabalha como Engenheiro Trainee em um Escritório de Consultoria, sendo que você foi contratado para prestar serviço a uma empresa do ramo sucroalcooleiro. O serviço contratado é relativo ao projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana de açúcar, utilizando caldeira, turbina a vapor e demais componentes do sistema. Um dos requisitos solicitados é que o novo sistema tenha uma eficiência energética superior, comparada àquela hoje existente. Como integrante da equipe de engenharia, você participará do desenvolvimento desse projeto e deverá entregar um relatório detalhado, com a identificação dos conceitos termodinâmicos básicos aplicados ao projeto em questão. Você desenvolverá uma análise preliminar do ciclo termodinâmico, classificando o sistema estudado em partes e no todo. Como existem valores a serem medidos nos equipamentos utilizados no projeto em questão, você deverá definir quais propriedades são essenciais para descrever o estado termodinâmico em cada ponto considerado e como elas se relacionam, a partir da avaliação de propriedades de líquidos, sólidos, vapores e misturas dessas fases, utilizando o diagrama de fases para substâncias puras e as tabelas de líquido e de vapor.

Ao longo dessa unidade, na primeira seção, você vai conhecer os conceitos de sistema termodinâmico, propriedade, estado e processo termodinâmico. Deverá responder como um estado pode ser definido e como ocorre um trabalho de expansão e de compressão em processos reais e teóricos. Na segunda seção, você vai conhecer os conceitos de fase e mudança de fase e a definição de substância pura, bem como a identificação de um estado termodinâmico

num diagrama $P - \upsilon - T$. Ao final desta unidade, você compreenderá as propriedades termodinâmicas e identificará o estado que um sistema se encontra.

Você já notou o quanto os conceitos de termodinâmica estão presentes em nossas atividades? E que conhecer e compreender esses conceitos e aplicá-los corretamente pode gerar economia de energia, tornando os processos mais eficientes? E que a eficiência de um sistema contribui para a sustentabilidade do planeta?

Então, está ansioso para começar? Preparado? Mãos à obra e bons estudos!

Seção 1.1

Conceitos introdutórios e definições em termodinâmica

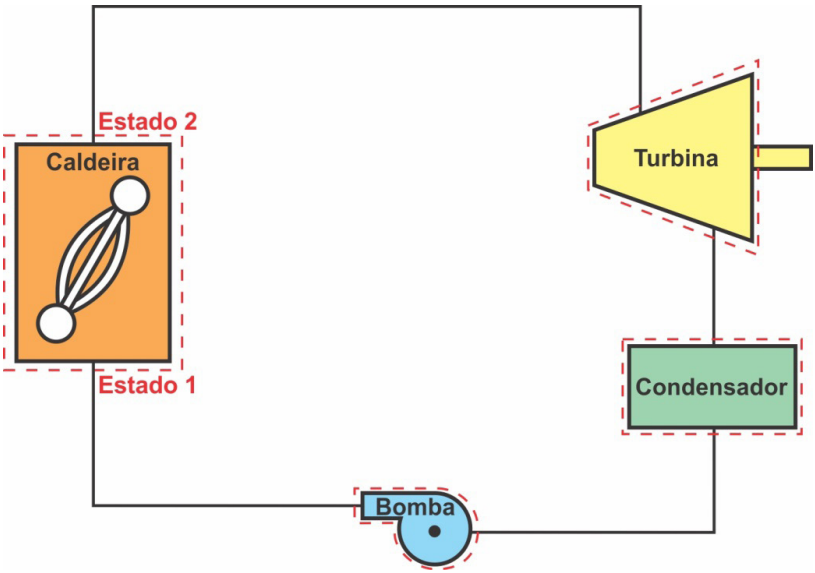
Diálogo aberto

Prezado aluno, a termodinâmica faz parte do nosso cotidiano, desde os conceitos básicos até a análise de ciclos termodinâmicos. Em todos os dias, utilizamos uma geladeira, um fogão a gás, uma cafeteira, veículos de transporte, purificadores de ar refrigerado e diversos outros exemplos de equipamentos que envolvem processos e ciclos termodinâmicos. Um estado termodinâmico é definido para cada ponto desses processos e ciclos termodinâmicos, pontos nos quais são descritos por suas propriedades.

Nessa seção, você conhecerá e compreenderá os conceitos introdutórios e definições básicas de termodinâmica, como sistema termodinâmico, propriedade, estado e ciclo termodinâmico, e uma introdução ao trabalho de expansão e de compressão em processos reais e em quase equilíbrio.

Assim sendo, suponha que você, aluno, trabalha como engenheiro trainee no escritório de consultoria de engenharia e deverá participar do projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana de açúcar para uma empresa do ramo sucroalcooleiro, com o intuito de aumentar a eficiência energética, comparado com o ciclo atualmente utilizado. Ficou decidido na reunião preliminar de projeto de equipe que, nessa primeira etapa, como parte introdutória do projeto, você desenvolverá uma análise preliminar do ciclo termodinâmico em questão, classificando cada parte do sistema estudado e os pontos que deverão ser monitorados para definição dos estados termodinâmicos de interesse, desenvolvendo a curiosidade e o raciocínio crítico e de solução de problemas. Com o croqui do projeto atual, apresentado na Figura 1.1, você identificou quatro partes principais e sequenciais que são: caldeira, turbina, condensador (trocador de calor) e bomba.

Figura 1.1 | Ilustração de um ciclo de potência a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Considerando essas quatro partes como quatro sistemas independentes, de que forma você classificaria esses sistemas (sistema fechado ou volume de controle)? Qual a justificativa principal para essa classificação? Com quais parâmetros serão definidos os estados desses sistemas? Nesses sistemas independentes, ocorre um processo ou um ciclo termodinâmico? A mudança em uma das propriedades num determinado ponto afetará o estado do estágio seguinte? Assim, no intuito de entregar um relatório completo e detalhado, você deverá trabalhar esses conceitos, a fim de resolver a problematização proposta e formalizar e documentar a sua análise.

Seja um aluno pró-ativo, curioso, conheça e compreenda a definição e tipos de sistema e suas propriedades, os conceitos de estado, processo e ciclo termodinâmico e faça seu relatório com muita propriedade. Leia, releia, pesquise e anote as partes principais apresentadas.

Você está pronto para esse desafio? Bons estudos!

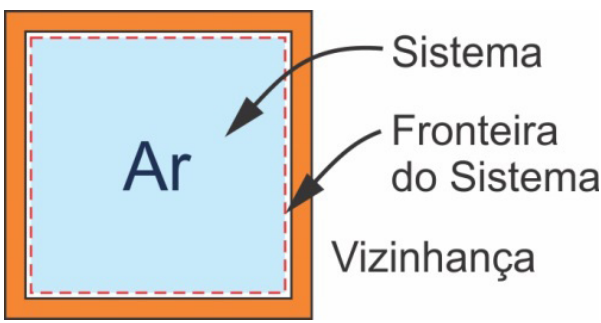
Não pode faltar

Termodinâmica é um termo derivado dos radicais gregos *thermes* (calor) e *dynamis* (movimento), que transmite a ideia de que o movimento pode ser obtido através do calor. Alguns fenômenos que conhecemos hoje como Termodinâmica já eram conhecidos desde a antiguidade. Mas foi nos primórdios do século XIX que houve um estudo mais "formal" da Termodinâmica, que se iniciou com as considerações sobre a capacidade dos corpos quentes produzirem trabalho. Assim, tem-se como definição de Termodinâmica "a Ciência da Energia e da Entropia" ou "a Ciência que trata do Calor, do Trabalho e das Propriedades das Substâncias relacionadas ao Calor e ao Trabalho" (Van Wylen, 2012 p. 3). Mas o que significa energia? E entropia? Qual a definição de calor e trabalho? Você vai conhecer essas definições e muito mais a respeito desses conceitos ao longo desse material.

Definição de Sistemas Termodinâmicos

Vamos iniciar nosso estudo definindo **sistema**, que é tudo aquilo que se deseja estudar. Toda região externa ao sistema e chamada de **vizinhança**. O que delimita o sistema e a vizinhança é chamado **fronteira do sistema**, a Figura 1.2 ilustra esses conceitos.

Figura 1.2 | Ilustração de Sistema, Fronteira do Sistema e Vizinhança

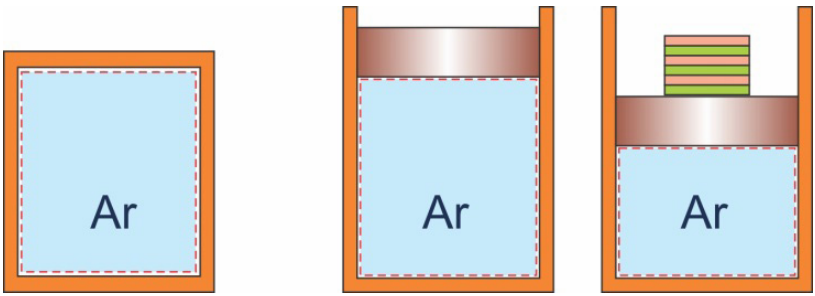


Fonte: elaborado pelo autor.

Um sistema pode ser **simples**, como um secador de cabelo, ou **complexo**, como uma indústria petroquímica. Em relação à

fronteira do sistema, ela pode ser classificada como **fixa**, quando está em repouso, ou **móvel**, quando ela se movimenta, conforme ilustrada a Figura 1.3 a seguir.

Figura 1.3 | Ilustração de Fronteiras do Sistema: Fixa e Móvel



Fonte: elaborada pelo autor.

Quando a massa do sistema permanece fixa, ou seja, a massa não cruza a fronteira do sistema, é chamado de **sistema fechado** ou **massa de controle**, ilustrado na Figura 1.4(a) pelo frasco de leite e de desodorante. Nesse caso, a matéria não entra nem sai do sistema, não havendo, portanto, escoamento de massa através da sua fronteira. Um tipo especial de sistema fechado é o **sistema isolado**, no qual não há troca de energia com a vizinhança, ilustrado na Figura 1.4(b) pelo sistema contendo ar.

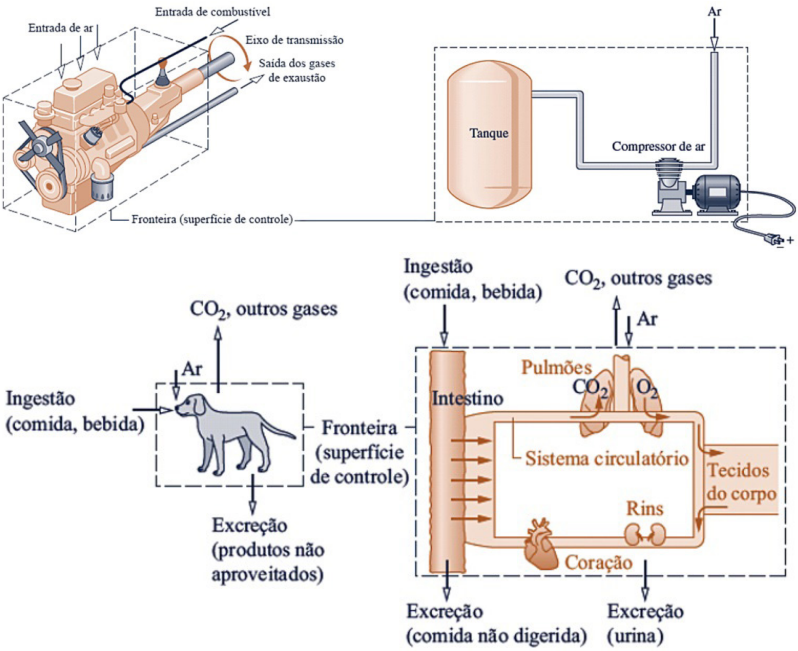
Figura 1.4 | Ilustração de sistema fechado

(a) Sistema Fechado (b) Sistema Isolado

Fonte: (a) <www.ibeembalagens.com.br/2018/01/12/953-19>; <www.cea.com.br/desodorante-le-male-2122667/p>. Acesso em: 20 abr. 2018. (b) elaborada pelo autor.

Quando há escoamento de massa através da fronteira, chamada de **superfície de controle**, o sistema é denominado **volume de controle** ou **sistema aberto**. A Figura 1.5 ilustra o volume de controle tanto para máquinas como para sistemas biológicos. O volume de controle será tema de estudo na Unidade 3.

Figura 1.5 | Ilustração de volume de controle



Fonte: Moran et al. (2018, p. 6 e 7).

Exemplificando

A fim de exemplificar os tipos de sistemas, temos os seguintes sistemas fechados: garrafa d'água fechada, frasco de leite longa vida, botijão de gás lacrado, lata de refrigerante, dentre outros. Sistema isolado pode ser exemplificado por uma garrafa térmica ideal com café quente ou uma caixa térmica ideal com gelo. Turbina a vapor, compressor de ar, bomba centrífuga, motor de combustão interna são exemplos de **volume de controle**.

A Figura 1.6 ilustra que pequenas alterações fazem com que a classificação do sistema mude. Note que, considerando a mistura de líquido com gás no interior da lata como um sistema, temos que a lata fechada seria classificada como um sistema fechado. Se a lata for aberta, ela passa a ser considerada como um volume de controle. Finalmente, colocando-se um isolante ideal em toda a fronteira do sistema, este passa a ser um sistema isolado.

Figura 1.6 | Exemplos de tipos de sistemas

(a) Fechado (b) Isolado (c) Aberto

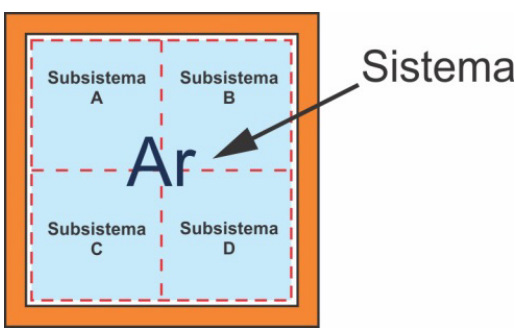
Fonte: <http://www.flickriver.com/photos/bruno_mendes/2691323980>; adaptada de <https://www.mor.com.br/porta-latas-neoprene-cinza-8061/p>; <https://www.soyvisual.org/node/57228/lightbox/nojs>. Acesso em: 9 abr. 2018.

Os sistemas podem ser estudados a partir dos pontos de vista **microscópico**, uma abordagem diretamente relacionada à estrutura da matéria, em que o comportamento médio das partículas que compõe o sistema é caracterizado por meios estatísticos, e de **macroscópico**, relacionado ao comportamento global da matéria. Em nosso estudo, será considerado o ponto de vista macroscópico, pois além de requerer uma complexidade matemática menor, fornece um meio mais direto de análise para a grande maioria das aplicações práticas de Termodinâmica.

Definição de Propriedades, Estado, Processo e Ciclo Termodinâmico

Uma característica macroscópica de um sistema, para o qual um valor numérico pode ser admitido num determinado tempo, sem o conhecimento prévio do comportamento histórico do sistema, é o que se define por **propriedade termodinâmica**. Você já percebeu que, ao ligar o aparelho condicionador de ar (corriqueiramente chamado de ar-condicionado) nos dias quentes, o ar que sai do aparelho está mais frio do que o ar do ambiente? Como diferenciar este ar quente em relação ao ar frio? Como quantificar a nossa sensação? Ficou curioso? Pois bem, as propriedades termodinâmicas do ar, nestas duas situações, são diferentes, o que define a sensação de "mais frio" ou "mais quente". No exemplo dado, a propriedade é a temperatura, para a qual será atribuído um valor diferente para as duas situações. São exemplos de propriedades termodinâmicas, além da temperatura, a massa, o volume, a energia, a pressão, dentre outras. A propriedade é classificada como **intensiva** quando o seu valor independe da dimensão ou extensão de um sistema, sendo assim independente da massa. A pressão e a temperatura são exemplos de propriedades intensivas. Quando o valor da propriedade, para o sistema como um todo, é a soma das partes dessa propriedade nas quais o sistema é dividido, denomina-se propriedade **extensiva**, a qual varia diretamente com a quantidade de massa do sistema. O volume, a massa e a energia são propriedades extensivas. A Figura 1.7 ilustra esse conceito, considerando como sistema o ar mantido no interior do recipiente e, para exemplificar, foi subdividido em quatro partes.

Figura 1.7 | Ilustração de propriedades intensiva e extensiva



Fonte: elaborada pelo autor.

Considerando todos os subsistemas de *A* a *D*, nota-se que a temperatura é igual em todos eles, pois é a temperatura na qual o sistema se encontra, sendo assim, uma propriedade intensiva, como mostra a equação a seguir.

$$Temperatura: \quad T_{sistema} = T_A = T_B = T_C = T_D$$

Em relação ao volume total, percebe-se que esse é a soma de cada um dos volumes dos subsistemas de *A* a *D*, sendo uma propriedade extensiva, como mostra a equação a seguir.

$$Volume: \quad V_{sistema} = V_A + V_B + V_C + V_D$$

Assimile

Temperatura é uma propriedade intensiva, pois independe da quantidade de massa do sistema. Pressão também é uma propriedade intensiva pelos mesmos motivos. Já o volume é uma propriedade extensiva, pois depende da massa, ou seja, o todo é a soma de cada fração em que é dividido o sistema. A massa e a energia do sistema também são propriedades extensivas, pois a massa total é a soma de cada fração de massa do sistema, da mesma forma que a energia.

Agora você pode concluir o que diferencia a nossa sensação térmica no exemplo abordado anteriormente sobre o aparelho de ar-condicionado. O valor numérico da temperatura do ar que sai do aparelho é menor que a temperatura do ar ambiente. Isso o qualifica a entender o conceito de **estado termodinâmico**, condição de um sistema, descrito por suas propriedades. Vale ressaltar que necessitamos de duas propriedades independentes para definir um estado termodinâmico. Assim, a pressão, a temperatura, o volume, a massa e a energia do ar ambiente do exemplo definem o estado que o ar ambiente se encontra, que é diferente do estado que este sai do aparelho de ar-condicionado. Percebeu?

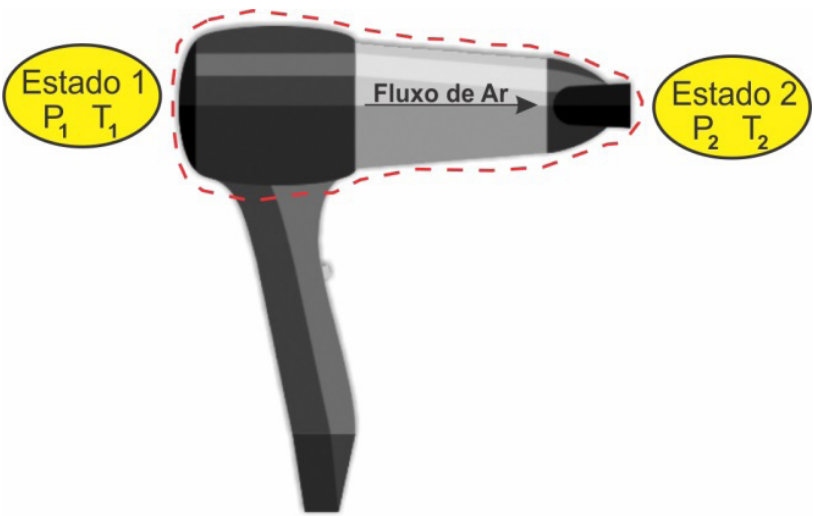
O termo Estado Estacionário, ou Regime Permanente, é utilizado quando o sistema possui os mesmos valores de suas propriedades em dois instantes diferentes, ou seja, nenhuma de suas propriedades varia com o tempo.

Reflita

Imagine que, no exemplo anterior, o ar ambiente possuía um determinado estado quando entrou no condicionador de ar, sendo definido por suas propriedades. Ao sair do aparelho, como houve alteração de suas propriedades, temos que o estado termodinâmico do ar também mudou. Como podemos descrever isso?

Agora, você já pode compreender um outro conceito conhecido como **processo termodinâmico**, que é o caminho percorrido quando o estado do sistema muda, ocasionado pela mudança de quaisquer uma de suas propriedades. Em outras palavras, processo termodinâmico é a transformação de um estado para o outro. A Figura 1.8 ilustra um exemplo de processo, na qual o ar que entra no secador de cabelos está no Estado 1, ocorre um processo termodinâmico, a partir de um aquecimento do ar, no qual as propriedades mudam e o fluxo de ar sai do secador em um Estado 2.

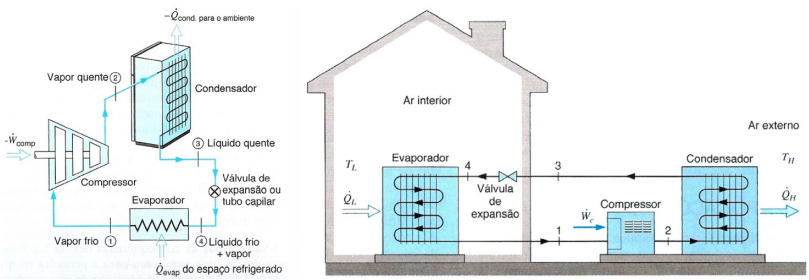
Figura 1.8 | Ilustração de estado e processo termodinâmicos



Fonte: adaptada de <https://www.proteste.org.br/eletrodomesticos/secador-de-cabelo/teste/secador-de-cabelo>. Acesso em: 9 abr. 2018.

Retomando a análise feita em relação ao condicionador de ar, foi considerado como sistema o equipamento de ar condicionado, que tem fluxos de ar entrando e saindo do aparelho, ou seja, cruzando a fronteira desse sistema. Analisando agora o gás refrigerante do condicionador de ar como sendo o nosso sistema termodinâmico, pode-se dizer que este fluido de trabalho percorre diversos processos, até voltar ao ponto de partida, seja qual for o ponto considerado. Assim, estamos em condição de definir **ciclo termodinâmico**, que é uma sequência de processos que se inicia e termina no mesmo estado. Ao término de um ciclo, todas as propriedades possuem os mesmos valores que tinham no início, independentemente de suas propriedades variarem ao longo dos processos. A Figura 1.9 ilustra exemplos de ciclos termodinâmicos de refrigeração, representados por um refrigerador e um condicionador de ar.

Figura 1.9 | Ilustrações de ciclos termodinâmicos de refrigeração



(a) Refrigerador (b) Condicionador de ar

Fonte: Borgnakke & Sonntag (2009, p. 147 e 191).

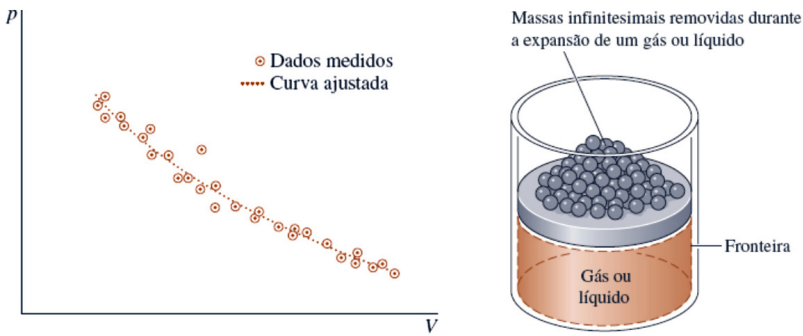
Reflita

As propriedades termodinâmicas descrevem o estado que um sistema se encontra apenas quando ele está em equilíbrio, ou seja, para um determinado estado as propriedades não podem variar. Mas, se um processo real ocorre somente quando não existe equilíbrio, ou seja, se para ocorrer um processo precisa haver uma mudança de estado, como pode ser descrito o estado de um sistema durante um processo?

Trabalho de expansão e compressão em processos reais e em quase equilíbrio

Faz-se necessário, então, definir o **processo de quase-equilíbrio**, em que o desvio do equilíbrio termodinâmico real é infinitesimal, isto é, todos os estados pelos quais o sistema passa durante o processo podem ser considerados como sendo estados de equilíbrio. Resumindo, durante um processo de quase-equilíbrio, o sistema passa por uma infinidade de estados de equilíbrio. Esse conceito é essencial para fundamentarmos o **trabalho de expansão e compressão em processos reais e em quase-equilíbrio** pois, em sistemas reais, os valores de pressão e volume são obtidos na prática a partir de dados medidos conforme mostra a Figura 1.10 (a) ao se utilizar de um ajuste de curva a partir desses dados. Já em um processo de quase-equilíbrio, ilustrado na Figura 1.10 (b), os valores poderão ser obtidos através de um balanço de energia, que será estudado na próxima Unidade de Ensino.

Figura 1.10 | Dados estatísticos (a) e Processo de quase-equilíbrio (b)



(a) Dados estatísticos: Diagrama $p - V$

(b) Processo de quase-equilíbrio

Fonte: Moran et al. (2018, p. 38).

Durante um processo, quando uma das propriedades do sistema se mantêm constante, usa-se o prefixo "**ISO**". Dessa forma, um processo que possui a temperatura constante é chamado de

isotérmico; a pressão constante de **isobárico**; e a volume constante de **isocórico**.

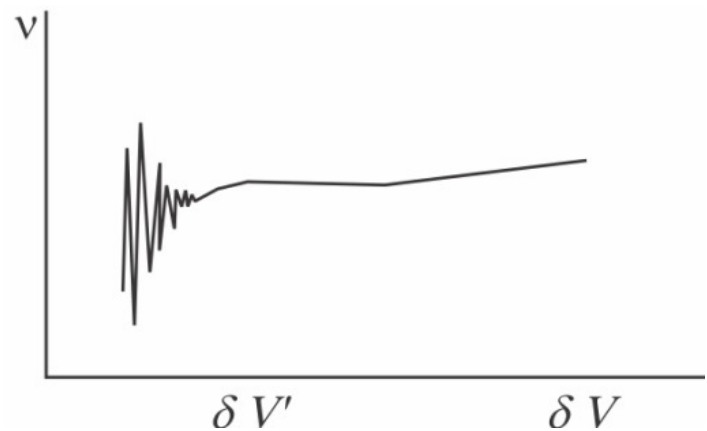
Volume específico e massa específica

O **volume específico** υ de uma substância é definido como o volume por unidade de massa. A partir de uma análise infinitesimal, pode-se dizer que, após a estabilização do sistema, conforme Figura 1.11, o volume específico é definido como:

$$\upsilon = \lim_{\delta V' \to \delta V} \frac{\delta V}{\delta m}$$

Em que **n** é o volume específico, dado em $[m^3/kg]$; V é o volume, dado em $[m^3]$ e; m é a massa, dada em kg.

Figura 1.11 | Ilustração da definição de volume específico



Fonte: elaborada pelo autor.

A **massa específica** é definida como a massa por unidade de volume, sendo o inverso do volume específico, como mostra a equação a seguir:

$$\rho = \lim_{\delta V' \to \delta V} \frac{\delta m}{\delta V} = \frac{1}{\upsilon}$$

Em que ρ é o volume específico, dado em $[kg / m^3]$. Tanto o volume específico como a massa específica são propriedades intensivas e independentes da massa.

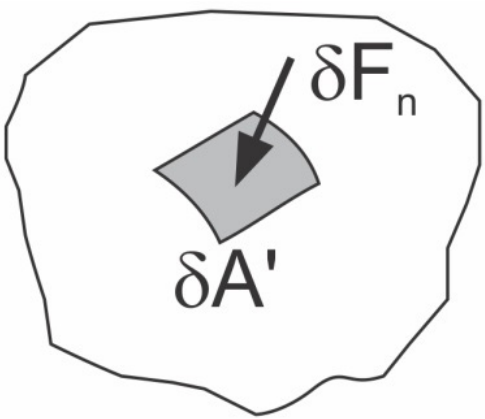
Pressão

Para definirmos pressão, inicialmente vamos entender o significado de **meio contínuo**, pois como estamos tratando os conceitos termodinâmicos sob o ponto de vista macroscópico, desconsiderando a interação particular entre as moléculas, admitimos que a matéria seja contínua. Assim, considerando uma pequena superfície de área δA infinitesimal de um fluido em repouso, mostrado na Figura 1.12, a pressão P é definida como a força normal δF_n que atua sobre essa pequena superfície, ou seja,

$$P = \lim_{\delta A' \to \delta A} \frac{\delta F_n}{\delta A'}$$

em que P é a pressão, dada em $[N/m^2]$ ou em $[Pa]$; δF_n , é a força normal sobre uma superfície δA infinitesimal, dada em [N]; $\delta A'$ é uma área infinitesimal, dada em $[m^2]$ e δA é a menor área possível admitindo-se o meio com sendo contínuo, dada em $[m^2]$.

Figura 1.12 | Ilustração da definição de pressão



Fonte: elaborada pelo autor.

A unidade no Sistema Internacional é o Pascal $[Pa]$, que corresponde à força normal de $1N$ atuando sobre uma superfície de área $1m^2$. Como o $[Pa]$ é uma unidade pequena, na prática utilizam-se prefixos, ou seja:

$1\ kPa = 10^3\ Pa,\ \ 1bar = 10^5\ Pa\ \ e\ 1MPa = 10^6\ Pa$. Outras unidades de pressão são:

$$\begin{aligned} &\textit{Atmosfera Padrão}: \quad 1\ atm = 760\ mmHg\ (\textit{milímetros de mercúrio}) \\ &\qquad\qquad\qquad\quad 1\ atm = 101.325\ Pa \\ &\qquad\qquad\qquad\quad 1\ atm = 14{,}696\ lbf\ /\ in^2\ (psi) \\ &\qquad\qquad\qquad\quad 1\ atm = 10{,}3\ mca\ \ (\textit{metro de coluna d´água a } 4°C) \end{aligned}$$

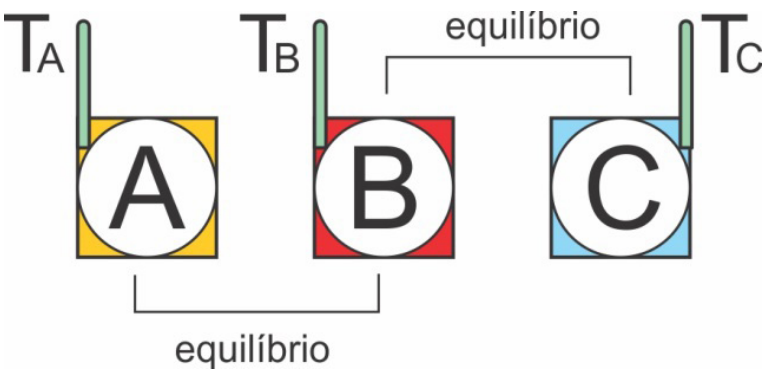
Igualdade de temperatura

A definição termodinâmica de temperatura é complexa, pois nosso sistema sensorial percebe trocas de energias, no caso, calor. Dessa forma, pode-se definir que dois corpos estão em igualdade de temperatura se, quando colocados em contato, não ocorre variação em nenhuma de suas propriedades. Agora que você já assimilou esse conceito, vamos aprofundar na propriedade temperatura.

Lei zero da termodinâmica

"Quando dois corpos têm igualdade de temperatura com um terceiro corpo, eles terão igualdade de temperatura entre si" (VAN WYLEN, 1980, p. 26). A Figura 1.13 ilustra essa lei. Portanto, temos que, se $T_A = T_B$ e $T_C = T_B$, então $T_A = T_C$, sendo que a temperatura pode ser dada em $[ºC]$ no sistema internacional e em $[F]$ no sistema inglês.

Figura 1.13 | Ilustração da Lei Zero da Termodinâmica



Fonte: elaborada pelo autor.

Até 1954, a escala de temperatura era baseada em dois pontos fixos: o ponto de fusão do gelo, temperatura em que gelo e água líquida estão em equilíbrio com ar saturado à pressão de $1atm$, e o de vaporização da água, relativo à temperatura em que água líquida e vapor encontram-se em equilíbrio à $1atm$. Após 1954, na 10ª Conferência de Pesos e Medidas, fixou-se o ponto triplo da água, em que sólido, líquido e vapor estão em equilíbrio à $1atm$, correspondendo à temperatura de $0,01\ ºC$.

Pesquise mais

A fim de pesquisar mais sobre as escalas relativas Celsius e Fahrenheit e sobre as conversões de uma para a outra, leia as páginas 5 e 6 do artigo disponível em: <http://www.analogica.com.br/arquivos/art-002-teperatura-historico-e-conceitos.pdf>, acesso em: 9 abr. 2018.

Pesquise também sobre as escalas absolutas de temperatura nestes dois sistemas de unidades, as conversões entre elas, além das conversões entre as escalas relativa e absoluta.

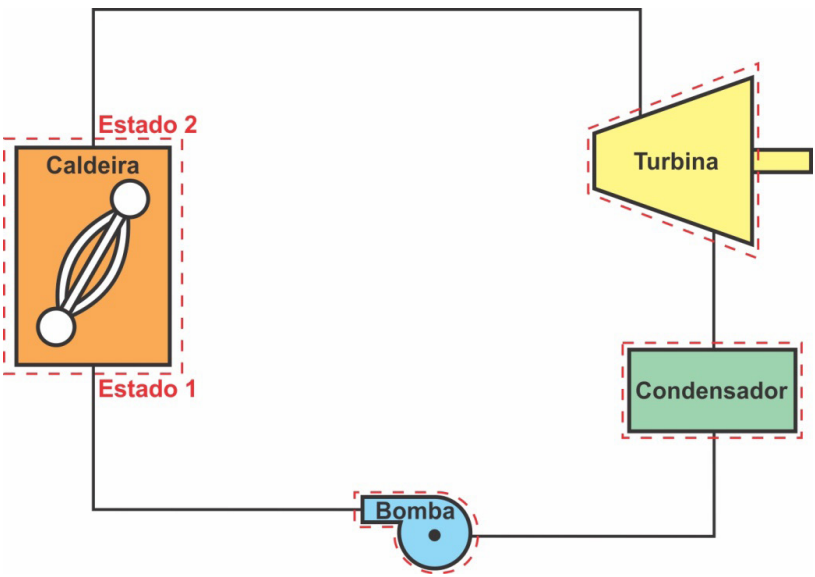
Sem medo de errar

Agora que você aprendeu os conceitos introdutórios em termodinâmica, vamos retomar a primeira tarefa que você ficou incumbido de preparar para o gerente do setor de engenharia do escritório de consultoria que você trabalha, a Thermo Dynamics. Lembrando que você está participando do projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana de açúcar para a empresa Bio Energy S/A com o intuito de aumentar a eficiência energética, comparado com o ciclo atualmente utilizado.

Relembrando a tarefa, você desenvolverá uma análise preliminar do ciclo termodinâmico em questão, classificando cada parte do sistema estudado e os pontos que deverão ser monitorados para definição dos estados termodinâmicos de interesse. Você identificou quatro partes principais e sequenciais que são a caldeira, a turbina, o condensador (trocador de calor) e a bomba, conforme visto na Figura 1.1. Considerando essas quatro partes como quatro sistemas

independentes, de que forma você classificaria esses sistemas (sistema fechado ou volume de controle)? Qual a justificativa principal para essa classificação? Com quais parâmetros serão definidos os estados desses sistemas? Nesses sistemas independentes, ocorre um processo ou um ciclo? A mudança em uma das propriedades num determinado ponto afetará o estado do estágio seguinte?

Figura 1.1 | Ilustração de um ciclo de potência a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Iniciando a resolução da problematização proposta, temos que nesses quatro sistemas em questão, a massa dos sistemas, no caso a água, cruza a fronteira de cada um dos sistemas, ou seja, entra e sai da caldeira, da turbina, do trocador de calor e da bomba, classificando-os assim como "volumes de controle", ou seja, "sistemas abertos". A justificativa para essa conclusão é que, para um volume de controle, a massa cruza a fronteira do sistema, nesse caso chamada de superfície de controle.

A fim de exemplificar, podemos considerar o sistema do fluido refrigerante do condensador (trocador de calor) como sendo um

sistema fechado, pois o fluido não cruza a fronteira do sistema (que, nesse caso, é composto de tubulações e equipamentos), ou seja, o fluido de trabalho está confinado no sistema fechado.

O estado termodinâmico, tanto na entrada como na saída dos quatro sistemas considerados, são definidos pelos valores das propriedades nestes pontos. Por exemplo, na entrada da caldeira, a água tem uma pressão P_1, uma temperatura T_1 e um volume específico υ_1, caracterizando o estado 1. Na saída, esses valores serão P_2, T_2 e υ_2, caracterizando o estado 2. Analogamente, essas propriedades definem os estados nas entradas e saídas dos outros sistemas. Lembrando que duas propriedades independentes são suficientes para se caracterizar um estado termodinâmico, portanto, medindo duas dessas propriedades, temos a definição do estado.

Exemplificando, se medirmos a temperatura e a pressão no estado 1 e as mesmas forem independentes, temos que o estado 1 está definido. Da mesma forma, se a pressão e o volume específico forem medidas e as mesmas forem independentes, o estado 2 está definido.

Como nesses sistemas ocorre uma mudança de estado termodinâmico, por exemplo, temos que água que entra na caldeira no estado 1 tem propriedades diferentes da água que sai no estado 2, temos que essa mudança de estado configura em um processo termodinâmico.

O ciclo termodinâmico ocorrerá quando esses sistemas forem considerados como estando interligados, ou seja, considerando o sistema como sendo o todo (caldeira, turbina, condensador e bomba).

Quando o sistema está em operação, se por qualquer motivo ocorrer a mudança em uma das propriedades num determinado ponto em relação ao tempo, esse efeito afetará o estado do estágio seguinte e assim sucessivamente, desconfigurando a definição de ciclo termodinâmico, que considera uma sequência de processos que se inicia e termina no mesmo estado, ou seja, ao término de um ciclo, todas as propriedades possuem os mesmos valores que tinham no início do mesmo.

Ao final da análise, concluindo a tarefa proposta nessa seção, um relatório completo e detalhado deverá ser elaborado, a fim de formalizar e documentar a sua análise para a equipe envolvida no projeto.

Avançando na prática

Projeto de um aparelho de ar-condicionado ecoeficiente

Descrição da situação-problema

O escritório de consultoria que você trabalha recebeu uma solicitação de um novo projeto de aparelho residencial de ar-condicionado frio, que contribua para a sustentabilidade do planeta, a partir da utilização de um fluido refrigerante que não seja nocivo à camada de ozônio e que tenha um consumo menor de energia, para uma mesma potência de trabalho. Como são problemas opostos, ou seja, no caso da empresa sucroalcooleira, há um processo de combustão do bagaço e atinge-se altas temperaturas, neste caso do ar-condicionado frio, o objetivo é resfriar o ar. Nesse contexto, você se questiona: como definir o tipo desse sistema, considerando como sistema o caminho percorrido pelo refrigerante? Há uma analogia entre esses dois problemas? Considerando agora como sistema o ar ambiente, que entra e sai do evaporador, que tipo de sistema ele configura? Temos que, utilizando-se de um controle remoto, é possível definir a temperatura desejada para o ar. Com apenas essa informação (a temperatura), é possível identificar o estado termodinâmico em que o ar se encontra na saída do evaporador?

Resolução da situação-problema

Nota-se que no caso da primeira empresa, o fluido de trabalho que compõe o sistema é a água e, neste projeto, o fluido é o refrigerante que percorre um sistema fechado, sendo que o mesmo também percorre um ciclo, porém de uma maneira diferente. Assim, esse é um problema típico tratado na termodinâmica, no qual o refrigerante passa por diversos processos, ou seja, muda de um estado para outro e, ao final, retorna ao estado inicial da análise. Assim, considerando como sistema o caminho percorrido pelo refrigerante, configura-se um ciclo termodinâmico de refrigeração. Os dois problemas expostos são tratados de maneira análoga, sendo que cada estado é definido pelas propriedades do fluido em cada ponto do ciclo termodinâmico.

Considerando o ar que entra e sai do evaporador, como temos uma quantidade de massa cruzando a fronteira do sistema, configura-se como um volume de controle.

Temos que o estado termodinâmico é definido por suas propriedades. Entretanto, será necessário conhecer pelo menos os valores de duas propriedades que sejam independentes para defini-lo. Assim, somente o valor da temperatura não define o estado termodinâmico em que o ar se encontra.

Faça valer a pena

1. Os sistemas termodinâmicos podem ser classificados em dois tipos: sistema fechado, quando não há escoamento de massa pela fronteira do sistema, e volume de controle, caso em que a massa pode cruzar a fronteira do sistema, entrando e/ou saindo do sistema.

De acordo com o exposto acima, assinale a alternativa que contenha apenas exemplos de volume de controle, considerando como sistema tudo o que está dentro do entorno dos exemplos citados.

a) Caldeira, bola de futebol, bomba centrífuga.
b) Míssil balístico, escapamento de motocicleta, secador de cabelo.
c) Garrafa térmica fechada, ventilador, corpo humano.
d) Fonte para computador, fogão a gás, desodorante aerossol fechado.
e) Bomba de combustível, botijão de gás lacrado, alto falante.

2. Analise as asserções a seguir e a relação proposta entre elas:

I- O aparelho condicionador de ar, amplamente utilizado para controle térmico em residências, comércios e indústrias, representa um ciclo termodinâmico,

PORQUE

II- O escoamento de ar ambiente, que entra e sai do condicionador de ar através da fronteira do equipamento, troca calor com o sistema.

A respeito das asserções acima, assinale a opção correta.

a) A asserção I é uma proposição verdadeira, e a II é uma proposição falsa.
b) A asserção I é uma proposição falsa, e a II é uma proposição verdadeira.
c) As asserções I e II são proposições falsas.

d) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II não é uma justificativa da I.
e) As asserções I e II são proposições verdadeiras, mas a II é uma justificativa da I.

3. Ao analisar o funcionamento do condicionador de ar de sua residência, você percebe que existem dois sistemas: um formado pelo ar que escoa pelo condicionador de ar e outro pelo fluido refrigerante que compõe o sistema interno do condicionador de ar. Você resolve fazer algumas asserções sobre o funcionamento deste, listadas a seguir. Considerou-se como fronteira do sistema o entorno do aparelho condicionador de ar.

I- O ar que entra e sai do sistema é um fluxo de massa, classificando-o assim como um volume de controle.
II- Do ponto de vista do gás refrigerante, o condicionador de ar é classificado como um ciclo termodinâmico.
III- O condicionador de ar também é classificado como um sistema isolado.
IV- Este sistema, que é definido por um fluxo de ar, também representa uma massa de controle.

É correto apenas o que se afirma em:

a) I e II.
b) I, II e IV.
c) II e IV.
d) II, III e IV.
e) I, III e IV.

Seção 1.2

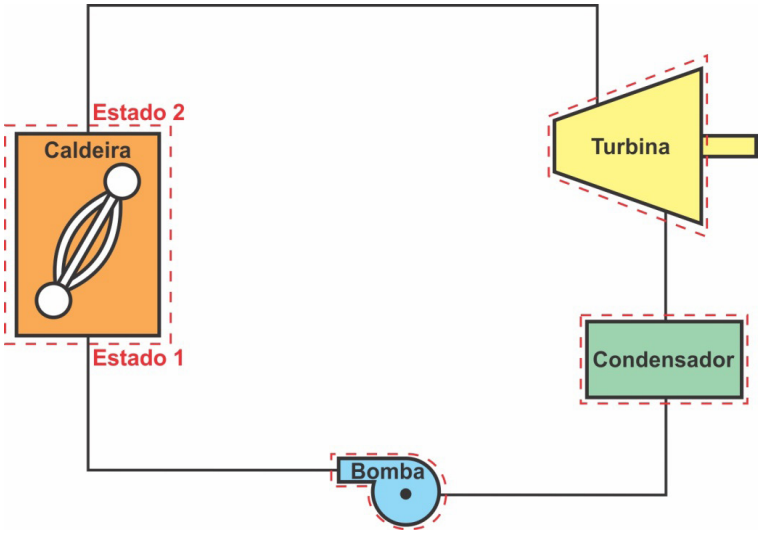
Obtenção de propriedades termodinâmicas

Diálogo aberto

Prezado aluno, nesta seção, você vai conhecer e compreender as definições de fase, mudança de fase e substância pura, além da forma com que as propriedades do sistema se relacionam, através do diagrama $p-\upsilon-T$. Assim, você conseguirá identificar um determinado estado em que o sistema se encontra, a partir da análise gráfica desse diagrama e da região em que o estado analisado se encontra. Portanto, seja um aluno proativo e analise um ciclo termodinâmico, considerando partes desse ciclo como se fossem sistemas independentes. Vale ressaltar que os conteúdos estudados nesta seção são fundamentais para habilitá-lo a aplicar o balanço de energia a um sistema, visto que essa aplicação requer o conhecimento desses conteúdos.

Para isso, vamos relembrar que você trabalha como Engenheiro Trainee no Escritório de Consultoria e, junto com a equipe, está desenvolvendo um projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana de açúcar para a indústria, com o intuito de aumentar a eficiência energética, comparado com o ciclo atualmente utilizado. Nessa segunda etapa do projeto, você deverá, a fim de desenvolver a curiosidade e o raciocínio crítico e de solução de problemas, estudar alguns pontos específicos do ciclo termodinâmico apresentado na Figura 1.1, que estão sendo monitorados.

Figura 1.1 | Ilustração de um Ciclo de Potência a Vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Nos parâmetros apresentados pela indústria que contratou a consultoria, você reparou que os instrumentos instalados no processo são: um manômetro e um termopar, apenas. Será que esses instrumentos são suficientes para determinar o estado em que a água se encontra nos pontos monitorados do ciclo? Será possível pelo menos identificar a fase, ou as fases, em que o sistema se encontra com apenas esses dois valores? Considerando a saída da caldeira, ponto em que a água se encontra na fase vapor, o que aconteceria com a temperatura de saturação caso houvesse um aumento repentino na pressão? Seria possível ela retornar à fase líquida com esse aumento? Outro ponto crítico de projeto é a turbina a vapor. Sabendo que ela opera somente com vapor, qual seria o título mínimo admissível na saída da turbina? Assim, no intuito de entregar um relatório completo e detalhado, você deverá trabalhar esses conceitos a fim de resolver a problematização proposta e formalizar e documentar a sua análise.

Para responder a estes questionamentos, conheça e compreenda os conceitos de substância pura, fase e mudança de fase, a fim de relacioná-las corretamente no diagrama $p - \upsilon - T$ e elabore o seu relatório com muita propriedade.

Vamos lá? Bons estudos!

Não pode faltar

Definição de fase

O termo fase refere-se a uma quantidade de matéria que é homogênea como um todo, tanto em composição química como em estrutura física (MORAN; et al., 2018, p. 75). As fases de uma matéria são três: sólida, líquida e gasosa, sendo que, no caso da água, a fase gasosa também é denominada fase vapor. A homogeneidade da estrutura física de fase refere-se ao fato de que a matéria deve ser toda sólida, toda líquida ou toda gasosa. Mais de uma fase pode estar presente num sistema, como, por exemplo, ao colocarmos água líquida numa panela de pressão, quando o processo de vaporização se iniciar, teremos duas fases presentes nesse sistema: a fase líquida e a fase vapor.

Definindo substância pura

Substância pura é aquela cuja composição química é uniforme e invariável. Uma substância pura pode existir em mais de uma fase, mas sua composição química deve ser a mesma em cada fase, de acordo com Moran et al (2018, p. 75). Por exemplo, ao adicionarmos 0,9% em massa de sal (cloreto de sódio) à água líquida e agitarmos essa solução, formando o "soro fisiológico", teremos uma solução homogênea com cem por cento de água salgada. Entretanto, colocando a água salgada líquida num recipiente e fornecendo calor, ao finalizar a evaporação, haverá somente água no estado de vapor e o sal ficará depositado no recipiente, no estado sólido. Assim, a água é uma substância pura e a solução de água salgada não é. A retirada do sal da água dos mares segue esse princípio, no qual a água salgada é deixada em um reservatório a céu aberto e, após evaporar toda a água, tem-se o cloreto de sódio (sal).

As substâncias puras podem ser **simples**, formadas pela combinação de átomos de um único elemento químico, como H_2, N_2 e O_2, ou **compostas**, constituídas por uma molécula formada por mais de um elemento químico, como a água (H_2O) e o dióxido de carbono (CO_2).

Assimile

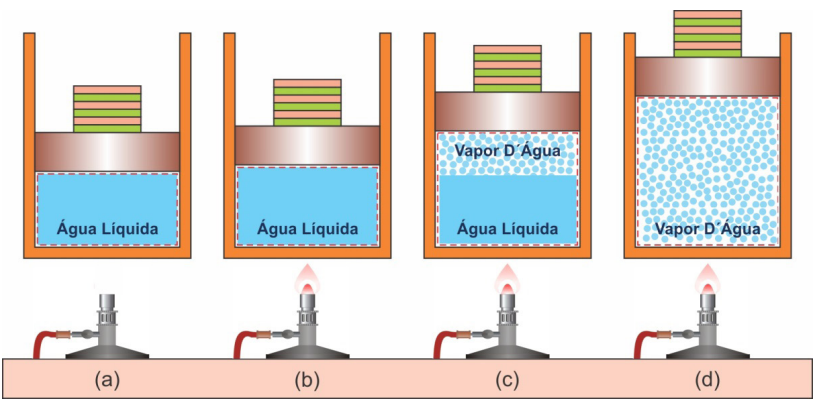
Temos que a água é a substância responsável pelo sucesso da Revolução Industrial e pelo início dos estudos mais aprofundados em termodinâmica.

A água é uma substância composta, formada pelos elementos químicos hidrogênio e oxigênio, e é considerada como sendo uma substância pura, quando a água estiver desmineralizada e livre de qualquer outra substância.

Equilíbrio de fases vapor - líquida-sólida numa substância pura

Consideremos como sistema a massa *m* de água contida no conjunto êmbolo-cilindro ideal de diâmetro *d*, sem atritos, transparente, estando inicialmente no estado líquido e ocupando todo o volume, conforme mostra a Figura 1.14 (a).

Figura 1.14 | Ilustração do equilíbrio de fases líquida e vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Sobre o êmbolo, são colocadas algumas anilhas de ferro, produzindo uma pressão constante sobre o sistema, pois a força peso do conjunto êmbolo-anilhas é constante e a área da seção transversal do êmbolo também. A pressão constante p_1 é dada por:

$$p_1 = \frac{F_p}{A} = \frac{m\,g}{\pi d^2/4}$$

Em que F_P é a força peso do conjunto êmbolo-anilhas, dada em [N]; A é a área da seção transversal do êmbolo, dada em $[m^2]$; m é a massa total do conjunto êmbolo-anilhas, dada em [kg]; d é o diâmetro do êmbolo, dado em [m] e; g é a aceleração da gravidade, dada em $[m/s^2]$.

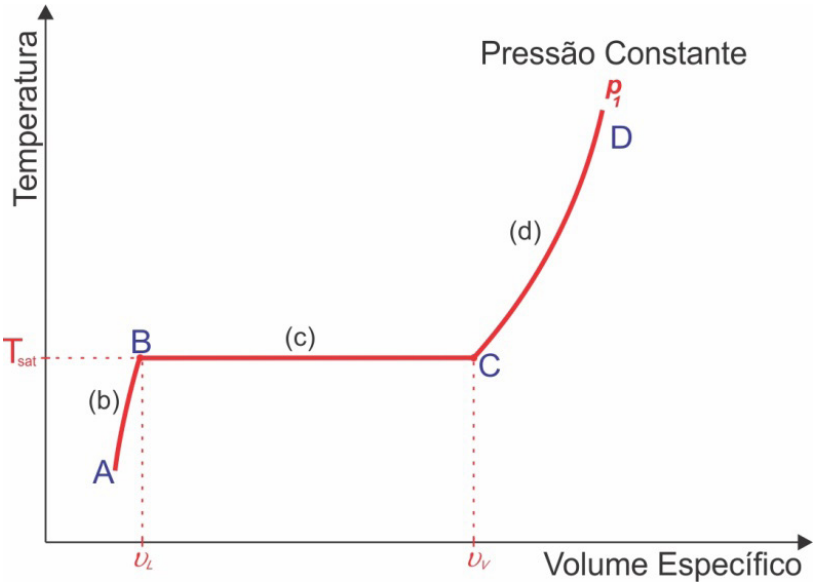
Acende-se o bico de Bunsen, localizado na base do cilindro, a fim de fornecer calor ao sistema e observar o comportamento da água nessa experiência.

Reflita

Antes de continuar, o que vai acontecer com a temperatura do sistema, à medida que é fornecido calor? Ela vai subir indefinidamente? Vai permanecer constante? Como ela se comportará?

À medida que o sistema recebe calor, a temperatura da água líquida aumenta, enquanto que o volume específico sofre pouca variação no seu volume em relação ao início da experiência, conforme mostrado na Figura 1.14(b), até chegar ao ponto em que a primeira molécula de água líquida passa para a fase vapor, iniciando o processo de vaporização. Essa região, onde estão presentes em equilíbrio as fases líquido e vapor, é chamada de **região de saturação**. A temperatura do sistema permanece constante neste momento, denominada **temperatura de saturação**, representada por T_{sat}, correspondendo a uma pressão constante chamada de **pressão de saturação**, representada por p_{sat}. O volume específico da mistura aumenta significativamente na saturação, à medida que mais moléculas vão passando para a fase vapor, conforme ilustra a Figura 1.14 (c). Quando toda a água líquida passar para a fase vapor, inicia-se o processo de aquecimento do vapor, no qual a temperatura e o volume específico do sistema aumentam à medida que vai sendo fornecido calor, conforme mostra a Figura 1.14 (d). Este comportamento também pode ser observado graficamente na Figura 1.15, pelo diagrama $T - \upsilon$, o qual exibe a variação da temperatura T em função do volume específico υ, para uma pressão constante p_1. Note que os índices (b), (c) e (d) correspondem ao ilustrado na Figura 1.15.

Figura 1.15 | Diagrama $T - \upsilon$ do sistema



Fonte: elaborada pelo autor.

O trecho $\overline{AB}$, no qual ocorre elevação de temperatura e aumento discreto do volume específico, é chamado de **líquido comprimido** ou **líquido sub-resfriado**. O ponto *B*, no qual se inicia a vaporização, é definido como líquido saturado, e todo o sistema se encontra na fase líquida e υ_L é o volume específico do **líquido saturado**. O trecho $\overline{BC}$, em que ocorre a mudança da fase líquida para a fase vapor, na qual a temperatura permanece constante e há um aumento considerável do volume específico, é chamado de **região de saturação**. É importante observar que, na região de saturação, a temperatura e a pressão permanecem constantes. O ponto **C**, no qual termina a vaporização, é definido como **vapor saturado** e υ_V é o volume específico do vapor saturado. No trecho $\overline{CD}$ ocorre aumento da temperatura e do volume específico, sendo que esse trecho é chamado de **vapor superaquecido**.

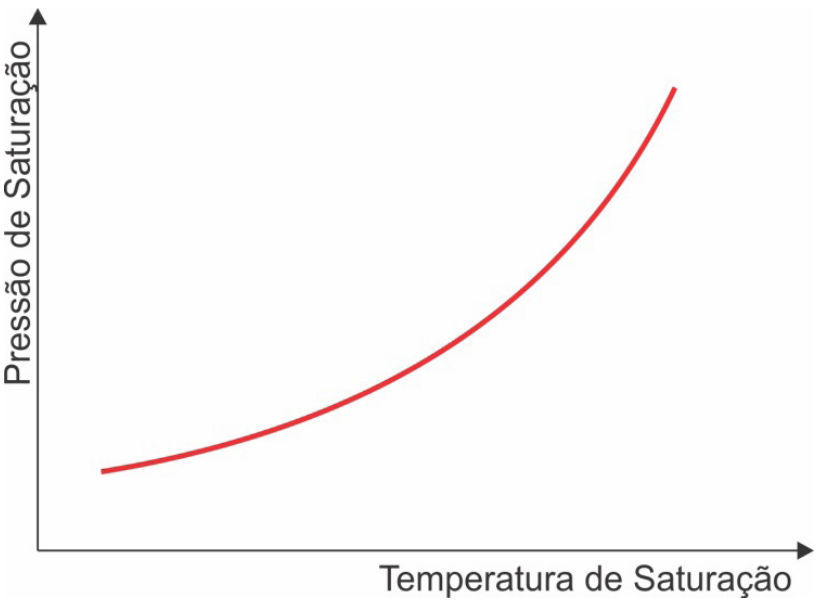
Reflita

Você assimilou a experiência mostrada anteriormente. Então vamos considerar duas situações. Na primeira, são retiradas algumas

anilhas, proporcionando uma pressão p_2 menor que a inicialmente considerada, e a experiência é repetida. Numa segunda situação, anilhas são adicionadas, resultando numa pressão p_3 maior que a inicial p_1, e a experiência é repetida. Qual o comportamento das curvas de pressão constante, num diagrama $T - \upsilon$, para essas duas novas pressões?

É importante compreender que, na saturação, há uma relação definida entre a pressão de saturação e a temperatura de saturação para cada substância pura. Assim, na saturação, pressão e temperatura não são propriedades independentes. A Figura 1.16 ilustra essa relação.

Figura 1.16 | Relação entre Pressão e Temperatura, na saturação



Fonte: elaborada pelo autor.

Como pressão e temperatura não são propriedades independentes na região de saturação, é conveniente a definição de título (x), que é a relação entre a massa de vapor pela massa total do sistema, quando temos uma mistura bifásica líquido-vapor em equilíbrio, conforme a equação a seguir:

$$x = \frac{\text{massa de vapor}}{\text{massa total}} = \frac{m_V}{m_T} = \frac{m_V}{m_V + m_L}$$

Em que m_T é a massa total do sistema, m_V é a massa de vapor e m_L é a massa de líquido. Portanto, temos que o título é expresso em porcentagem.

Exemplificando

Suponha que você deseja determinar o título da água na região de saturação numa experiência feita em um recipiente de vidro temperado e graduado, provido de termômetro e manômetro. No início do experimento, foram colocados $2\ Kg$ de água líquida à temperatura de $25\ ºC$ e pressão atmosférica local de $95\ kPa$. O recipiente é fechado e um bico de Bunsen fornece calor ao sistema. Após alguns instantes, você observa que o manômetro exibe uma pressão de $175\ kPa$ e a temperatura indicada pelo termômetro é de $116\ ºC$. Pela graduação do recipiente, você conclui que temos apenas $1{,}30\ Kg$ de água líquida. Qual o título da mistura?

Solução:

Temos que o título é definido como:

$$x = \frac{m_V}{m_T} = \frac{m_V}{m_V + m_L}$$

A massa total do sistema é $m_T = 2\ kg$ e a massa de líquido no instante observado é $m_L = 1{,}3\ kg$. Assim, a massa de vapor é:

$$m_V = m_T - m_L = 2{,}00 - 1{,}30 = 0{,}70\ Kg$$

Calculando título da mistura bifásica, temos que:

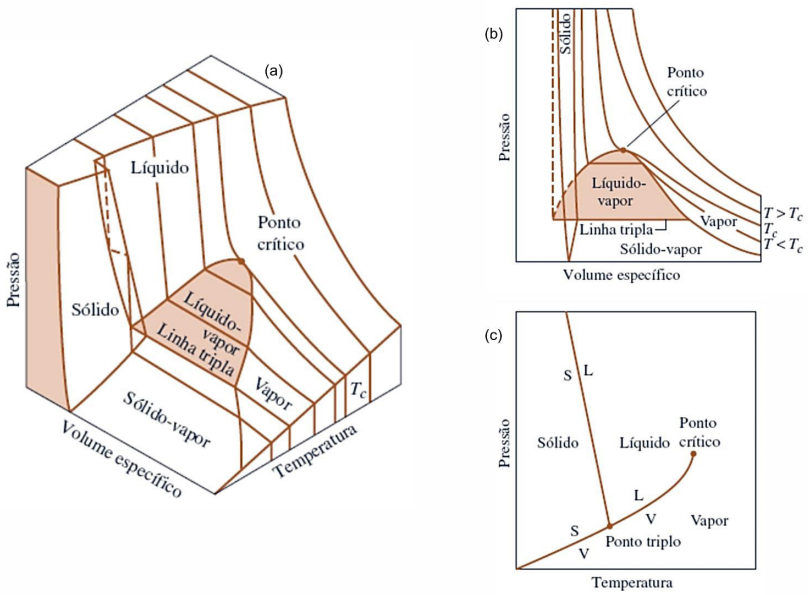
$$x = \frac{m_V}{m_T} = \frac{0{,}70}{2{,}00} = 0{,}35\ ou\ 35\%$$

Portanto, o título da mistura é 35%, ou seja, 35% da massa da água está na fase vapor e 65% na fase líquida.

Avaliação de propriedades: a relação $p - v - T$

As relações entre as propriedades termodinâmicas (pressão, volume específico e temperatura) das substâncias puras compressíveis simples podem ser visualizadas no diagrama tridimensional $p - v - T$, mostrado na Figura 1.17 para substâncias que se expandem durante a solidificação. Nota-se a vista tridimensional em *(a)*, o diagrama de fases em *(b)* e o diagrama $p - v$ em *(c)*.

Figura 1.17 | Diagrama $p - v - T$ - substâncias que se expandem durante a solidificação



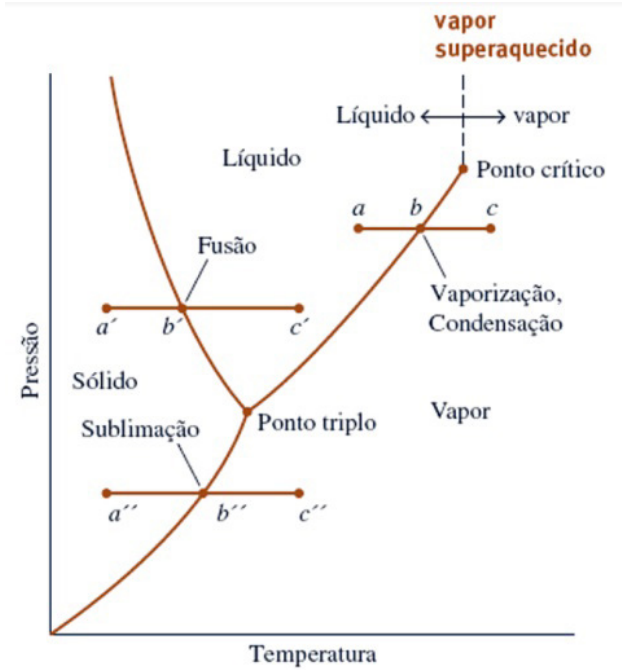
Fonte: Moran et al (2018, p. 78).

Pesquise mais

Pesquise sobre o diagrama tridimensional $p - v - T$ para substâncias que se contraem durante a solidificação em Moran et al (2018, p. 79).

Observando a Figura 1.17, temos que a projeção da superfície $p-\upsilon-T$ sobre o plano pressão-volume específico resulta no diagrama $p-\upsilon$ (*índice (b)*), e sobre o plano pressão-temperatura resulta no diagrama $p-T$, conhecido como **diagrama de fases** (*índice (c)*). No diagrama de fases, observa-se o **ponto triplo**, que é aquele no qual as três fases coexistem ao mesmo tempo. No caso da água, a temperatura no ponto triplo é de $0{,}01\ ºC\ (273{,}16\ K)$ e a pressão é de $611{,}3\ Pa\ (\ 0{,}6113\ KPa)$. Esse ponto é usado como referência na definição de escalas de temperatura. Generalizando, o estado de saturação é o estado no qual uma mudança de fase se inicia e termina. O diagrama de fases para a água é exibido na Figura 1.18.

Figura 1.18 | Diagrama de fases para a água

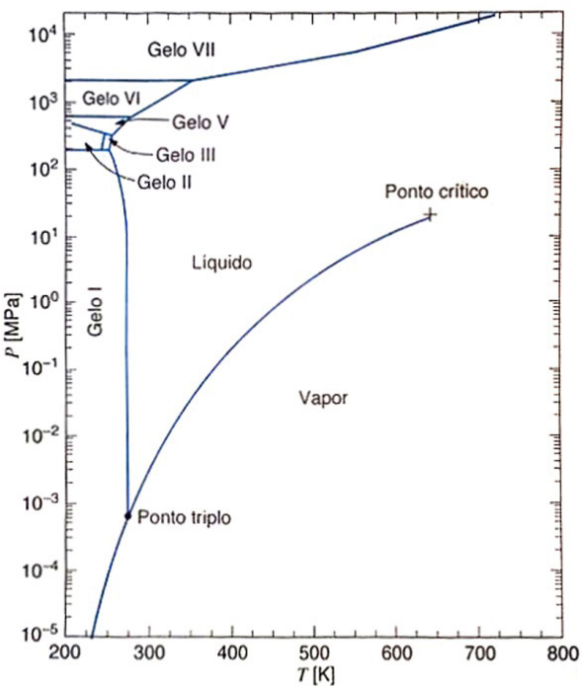


Fonte: Moran et al (2018, p. 81).

Observando a Figura 1.18, nota-se que a linha $\overline{abc}$ representa os processos de **vaporização**, que é a mudança de fase líquida

para vapor e de **condensação**, ou seja, a mudança de fase vapor para líquida, desde que a pressão seja maior que a do ponto triplo e menor que a pressão crítica. Caso a pressão seja menor que a do ponto triplo, ocorre o processo de **sublimação**, que é a mudança da fase sólida para vapor, ilustrado na linha $\overline{a''b''c''}$. Para pressões acima do ponto triplo, caso a água esteja no estado sólido, ocorre o processo de **fusão**, que é a mudança de fase sólida para líquida, ilustrado na linha $\overline{a'b'c'}$. É importante notar que o processo de fusão ocorre também para pressões acima da pressão crítica. Neste caso, tendo em mente que uma substância pura pode existir em diferentes fases sólidas (no caso da água, Gelo I à Gelo VII), é possível também ocorrer a **transformação alotrópica**, que é a mudança de uma fase sólida para outra. Esse comportamento é ilustrado na Figura 1.19, na qual se nota que, num processo isobárico, o Gelo II pode se transformar em Gelo III ou Gelo V, todos no estado sólido.

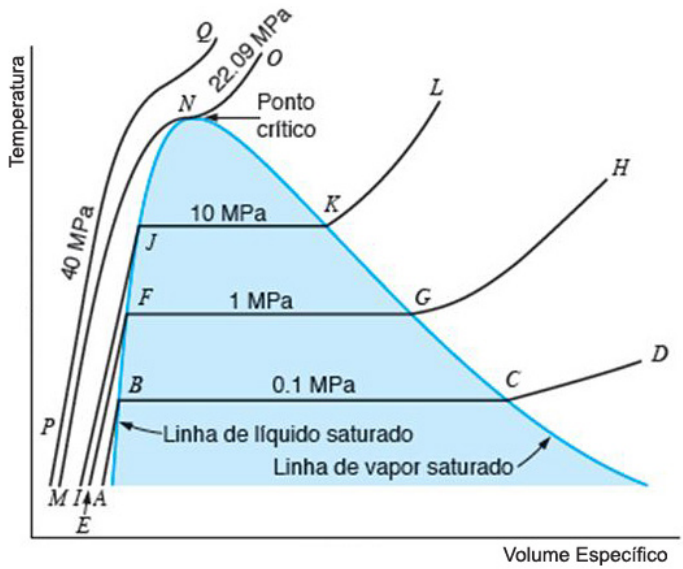
Figura 1.19 | Diagrama de Fases para a Água – Transformação Alotrópica



Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 42).

A Figura 1.20 ilustra o Diagrama $T - \upsilon$ para a água, para linhas de pressão constantes. A área sombreada da Figura 1.20, parecida com um sino, é chamada de **domo de vapor**. O ponto mais alto dessa área, indicada como "**ponto crítico**", é denominado **topo do domo de vapor**. A linha descendente, à esquerda do domo de vapor, em que fazem parte os pontos "B, "F" e "J", é denominada **linha de líquido saturado**, e, à direita, com os pontos "C", "G" e "K", **linha de vapor saturado**.

Figura 1.20 | Diagrama $T - \upsilon$ para a água



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 39).

O topo do domo de vapor, indicado pela pressão crítica $p_c = 22,09\ MPa$ e correspondentes temperatura crítica $T_c = 374,14\ °C$ e volume específico crítico $\upsilon_c = 0,003155\ m^3/Kg$, a mudança de fase líquida para vapor acontece instantaneamente, não havendo a região de saturação, em que as duas fases coexistem. Aliás, para pressões acima da pressão crítica, a definição de líquido ou de vapor fica um pouco comprometida. O ponto crítico para algumas substâncias pode ser visto na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 | Pontos críticos de algumas substâncias

	Temperatura Crítica [ºC]	Pressão Crítica [MPa]	Volume Específico Crítico [m^3/Kg]
Água	374,14	22,09	0,003155
Dióxido de Carbono	31,05	7,39	0,002143
Oxigênio	-118,35	5,08	0,002438
Hidrogênio	-239,89	1,30	0,032192

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 40).

Pesquise mais

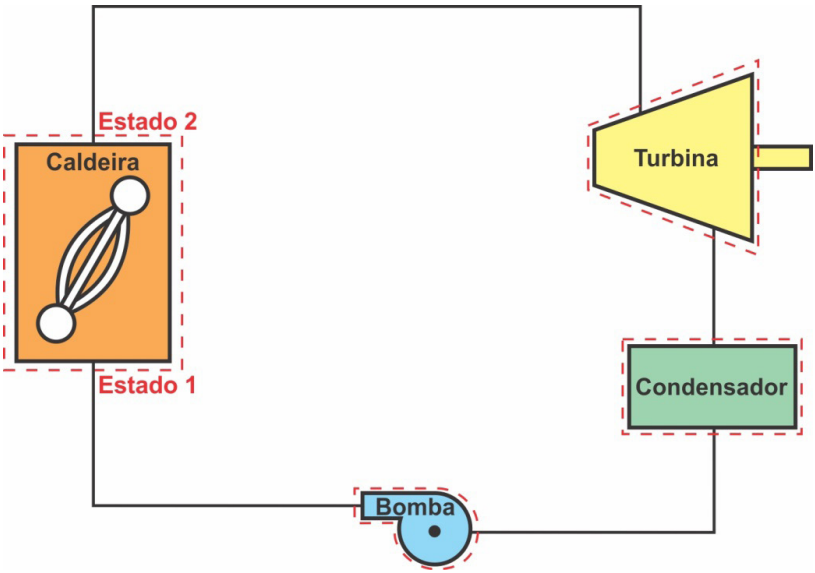
Acesse o material intitulado *Propriedades de uma substância pura*, disponível em: <http://www2.eesc.usp.br/netef/Oscar/Aula4t.pdf>, acesso em: 13 abr. 2018, e aprofunde mais seus estudos em propriedades das substâncias puras. Revise os conceitos relativos ao diagrama $P-\upsilon-T$, imagine algum processo termodinâmico do seu dia-a-dia e visualize nesse diagrama.

Sem medo de errar

Agora que você aprendeu sobre os conceitos de substância pura, fase, mudança de fase e sobre a relação $p-\upsilon-T$, vamos retomar a segunda tarefa que você ficou incumbido de preparar para o gerente do setor de engenharia do Escritório de Consultoria que você trabalha. Lembrando que você está participando do projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana de açúcar para uma indústria, com o intuito de aumentar a eficiência energética, comparado com o ciclo atualmente utilizado.

Relembrando a tarefa, você deve estudar alguns pontos específicos do ciclo termodinâmico apresentado na Figura 1.1, que estão sendo monitorados.

Figura 1.1 | Ilustração de um ciclo de potência a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

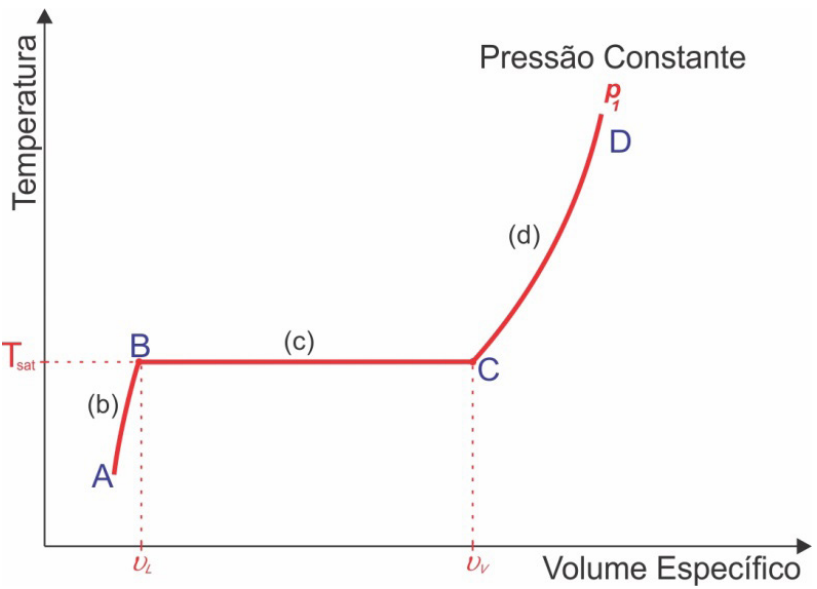
Você reparou que, nos parâmetros apresentados pela indústria, os instrumentos instalados no processo são o manômetro e o termopar, apenas. Assim, houve alguns questionamentos: será que esses instrumentos são suficientes para determinar o estado em que a água se encontra nos pontos monitorados do ciclo? Será possível pelo menos identificar a fase, ou as fases, em que o sistema se encontra com apenas esses dois valores? Considerando a saída da caldeira, ponto em que a água se encontra na fase vapor, o que aconteceria com a temperatura de saturação, caso houvesse um aumento repentino na pressão? Seria possível ela retornar à fase líquida com esse aumento? Outro ponto crítico de projeto é a turbina a vapor. Sabendo que ela opera somente com vapor, qual seria o título mínimo admissível na saída da turbina?

Vamos analisar esses questionamentos!

Iniciando a resolução da problematização proposta, temos que pressão e temperatura são propriedades termodinâmicas e que os valores dessas, juntamente com as outras propriedades, fazem parte dos valores que podem ser medidos em um estado. Entretanto, para definir um estado termodinâmico, são necessárias apenas duas propriedades independentes.

Na região de saturação, mostrada na Figura 1.15, pressão e temperatura não são independentes, pois existe uma relação entre elas, ou seja, para cada pressão de saturação existe uma temperatura de saturação fixa e vice-versa. Assim, manômetro e termômetro não seriam suficientes para determinar as outras propriedades, caso o sistema estivesse na região de saturação. Entretanto, com esses dois valores, é possível determinar as fases em que a água se encontra: líquida, vapor ou líquida e vapor (mistura bifásica).

Figura 1.15 | Diagrama $T - \upsilon$ do sistema



Fonte: elaborada pelo autor.

Na região de saturação, seria necessário, portanto, sabermos o valor de outra propriedade termodinâmica para definirmos os estados de interesse. Para líquido saturado e para vapor saturado, representados pelos pontos B e C da Figura 1.15 respectivamente, temos que o volume específico é especificado para uma dada temperatura ou pressão de saturação. Ou seja, o estado termodinâmico está determinado para esses casos. Para uma mistura bifásica, é necessário sabermos o volume específico da mistura ou

o título da mistura, portanto, não é possível determinar o estado termodinâmico a partir da medição da pressão e da temperatura, com a utilização de manômetro e o termopar, apenas.

Na saída da caldeira, a água encontra-se na fase vapor. Como visto na análise do diagrama $T - \upsilon$, um aumento na pressão ocasionaria um aumento na temperatura de saturação da água. Esta conclusão também poderia ser obtida da análise da relação *Pressão de Saturação versus Temperatura de Saturação*, mostrada na Figura 1.16.

Em relação à turbina a vapor, a condição mínima para o estado da água na saída é de vapor saturado. Lembrando da definição de título, $x = m_V / m_T$, como a massa total da água encontra-se na fase vapor, o título do vapor saturado é igual a 100%.

Ao final da análise, concluindo a tarefa proposta nessa seção, um relatório completo e detalhado deverá ser elaborado, a fim de formalizar e documentar a sua análise para a equipe envolvida no projeto.

Avançando na prática

Otimização no processo de cozimento de alimentos

Descrição da situação-problema

Você foi contratado como engenheiro para ser o responsável técnico, com ART de cargo e função, por uma micro empresa, uma empresa que está há um ano no mercado e que produz alimentos congelados. Dentre as suas atribuições na empresa, você deverá otimizar o processo de cozimento dos alimentos. Nesse sentido, você foi informado de que está havendo um alto custo em relação ao excessivo consumo de GLP (gás liquefeito de petróleo) na produção dos alimentos. Verificando o processo, nota-se que a chama de gás é constante, do início ao fim do cozimento. Em reunião com os funcionários do setor, foi explanado que esse procedimento é adotado para acelerar o processo de cozimento nas panelas de pressão, obtendo assim, uma maior produtividade. Como engenheiro responsável, você concorda com a posição

adotada? Qual atitude você tomaria para cozinhar num menor tempo possível, sem esse consumo alto de GLP? Que instrumento você instalaria para monitorar o estágio de cozimento dos alimentos?

Resolução da situação-problema

A temperatura de cozimento dos alimentos é representada pela temperatura de saturação da água no interior da panela. Você compreendeu que a temperatura da água líquida vai aumentar até o instante que se inicia o cozimento propriamente dito, a partir do qual estará presente água nas fases líquida e vapor (mistura bifásica) e a temperatura se manterá constante. Manter o fornecimento de gás no mesmo nível, a partir desse instante, implicará em um desperdício de GLP. Assim, o correto é aumentar ao máximo o fornecimento de gás no início do processo e, atingindo a temperatura de saturação, reduzi-lo ao mínimo suficiente para manter a água nesta temperatura. Com isso, o tempo de cozimento será reduzido e o consumo de gás será menor, aumentando a produtividade. Poderiam ser instalados um manômetro e termômetro para detectar o início da saturação, pois os valores da temperatura e pressão permanecerão constantes a partir desse momento, na região de saturação. Numa possível automação do processo, esses valores seriam as variáveis a serem controladas a fim de controlar automaticamente a vazão do gás.

Faça valer a pena

1. Umas das características da região de saturação de uma substância pura compressível simples é que as fases líquido e vapor coexistem ao mesmo tempo, sendo o sistema classificado como uma mistura bifásica. A água é uma dessas substâncias que utilizamos no nosso dia-a-dia e apresenta um sistema bifásico sob certas condições de temperatura e pressão, como no uso de uma panela de pressão.

De acordo com as considerações descritas no texto-base, é correto afirmar que:

a) A coexistência das fases líquida e vapor somente caracteriza o ponto triplo da água.

b) Temos que, a partir do fornecimento de calor para uma mistura que se encontra na região de saturação, a massa de vapor vai aumentar em relação à massa de líquido.
c) A região de saturação também é conhecida como vapor superaquecido.
d) Na saturação, a temperatura sempre aumenta.
e) No caso da válvula da panela de pressão travar, a temperatura diminuirá.

2. Analise as asserções a seguir e a relação proposta entre elas.

I- Durante o processo de cozimento de alimentos em uma panela sem tampa num fogão a gás, considerando que a água está no processo de evaporação, o fato da chama estar regulada para "alto" ou "baixo" influenciará no tempo de cozimento.

PORQUE

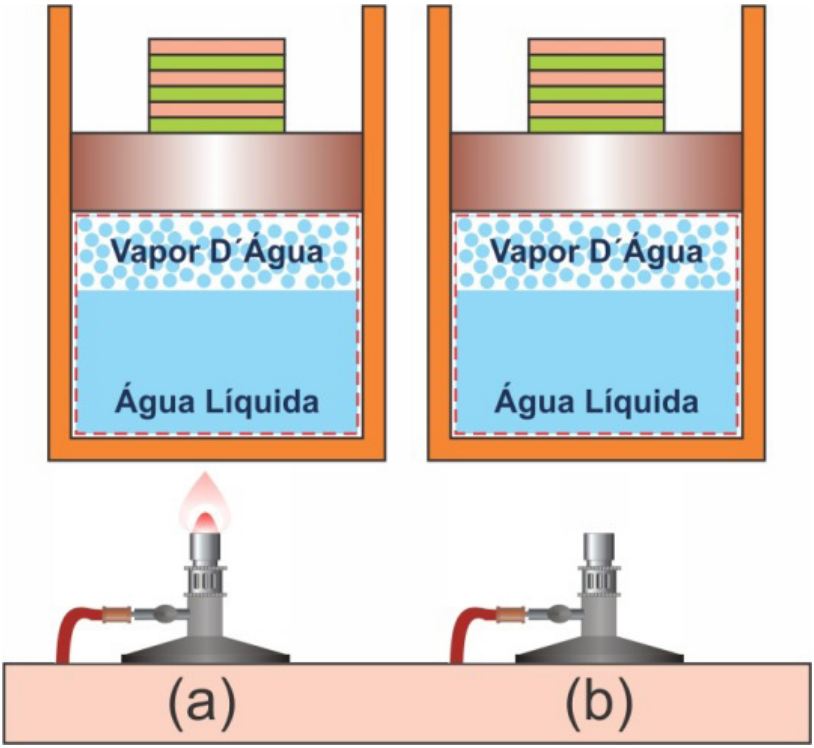
II- Na saturação, a temperatura e a pressão do sistema são propriedades independentes.

A respeito das asserções acima, assinale a alternativa que contém a afirmação correta:

a) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II não é uma justificativa da I.
b) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II é uma justificativa da I.
c) A asserção I é uma proposição verdadeira, e a II é uma proposição falsa.
d) A asserção I é uma proposição falsa, e a II é uma proposição verdadeira.
e) As asserções I e II são proposições falsas.

3. Considere a Figura 1.21, que mostra um recipiente contendo água na região de saturação, estando presentes líquido e vapor (Figura 1.21(a)). O sistema está representado pela água e a massa do sistema se mantém constante durante todo o processo, por ser um sistema fechado. Como a força peso do conjunto êmbolo-anilhas é constante, a pressão sobre o sistema também será constante. O fornecimento de energia, feita pelo bico de Bunsen, é então subitamente retirado, conforme ilustra a Figura 1.21(b).

Figura 1.21 | Água na região de saturação



Fonte: elaborada pelo autor.

De acordo com as considerações descritas no texto-base, em relação ao instante seguinte à interrupção do fornecimento de calor, é correto afirmar que:

a) Na hipótese de se colocar mais anilhas sobre o êmbolo, o volume específico do sistema aumentará.
b) Na hipótese de se retirar anilhas sobre o êmbolo, a pressão aumentará.
c) Caso o sistema fosse isolado no instante (b), o título permaneceria constante.
d) O fato de ter sido retirado o fornecimento de calor fará com o volume específico do sistema aumente.
e) O fornecimento de calor não influencia o volume específico do sistema na saturação.

Seção 1.3

Avaliação de propriedades termodinâmicas

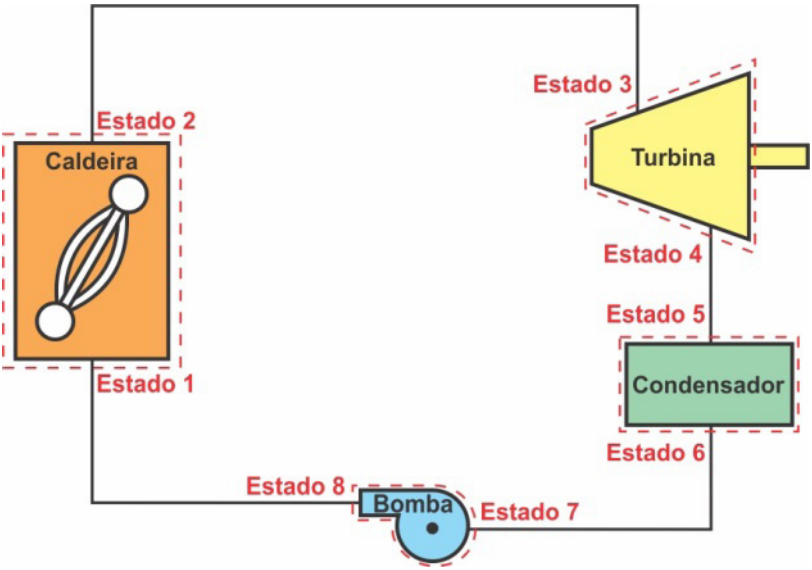
Diálogo aberto

Prezado aluno, nesta seção, você aprenderá a obter dados de propriedades termodinâmicas de uma substância pura a partir de tabelas e utilizando *softwares*, além conhecer e de saber avaliar a entalpia e os calores específicos ao volume e à pressão constante. A avaliação de propriedades termodinâmicas é de suma importância para realizarmos cálculos termodinâmicos relevantes em aplicações de engenharia que envolvam o modelo de gás ideal, por exemplo, que veremos na sequência.

Chegou o momento de finalizar essa primeira etapa do seu relatório. Relembrando: temos que você trabalha como engenheiro trainee em um escritório de consultoria de engenharia e participa do projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana de açúcar para uma indústria, com o intuito de aumentar a eficiência energética, comparado com o ciclo atualmente utilizado.

Nesta última etapa da fase preliminar desse projeto, você deverá, a fim de desenvolver a curiosidade e o raciocínio crítico e de solução de problemas, continuar o estudo de alguns pontos específicos do ciclo termodinâmico apresentado na Figura 1.22, que são monitorados, a fim de avaliar outras propriedades dos estados termodinâmicos de interesse.

Figura 1.22 | Ilustração de um ciclo de potência a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Como você precisa identificar as propriedades reais que o projeto possui atualmente, quais procedimentos você adotará para obter essas propriedades? De posse desses valores, como identificar as demais propriedades, como volume específico, energia interna e entalpia, por exemplo? Existe algum software que possa auxiliá-lo nessa tarefa? Na fase de saturação, como utilizar o título para obtenção das propriedades de interesse? Como você identificará com plena certeza se o estado termodinâmico está ou não da região de saturação? Em quais condições você poderia considerar que o estado na saída de um estágio do ciclo seja igual ao de entrada do estágio seguinte? Nos pontos de interesse, estando a água no estado líquido, como tratar as propriedades para diferentes níveis de pressão? Você com certeza fechará com chave de ouro essa primeira fase preliminar do projeto.

Para responder aos questionamentos, você deverá saber avaliar a pressão, o volume específico, a temperatura, a energia interna específica e a entalpia de um estado termodinâmico, a partir de tabelas e da utilização de softwares.

Vamos concluir essa primeira etapa introdutória do projeto? Bom trabalho!

Não pode faltar

Avaliação da pressão, do volume específico e da temperatura

Uma **substância pura simples compressível** é uma substância pura na ausência de movimento, ação da gravidade e efeitos de superfície, magnéticos ou elétricos (VAN WYLEN, 1980, p. 35). O estado termodinâmico dessa substância pura é definido conhecendo-se duas propriedades independentes. Entretanto, na região de saturação, a pressão e a temperatura não são independentes, precisando-se conhecer outra propriedade termodinâmica do sistema como, por exemplo, o título da mistura bifásica líquido-vapor, que é uma propriedade termodinâmica definida na região de saturação. Assim, a partir dessas propriedades, as outras podem ser obtidas por meio de tabelas, *softwares*, equações ou gráficos. Os valores apresentados nas tabelas e softwares são para seis propriedades: temperatura, pressão, volume específico, energia interna, entalpia e entropia. Quando a substância pura é a água, essas tabelas também são chamadas de **tabelas de vapor.** A Tabela 1.2 exibe um exemplo da tabela de vapor, na região de saturação líquido-vapor, em função da temperatura de saturação.

Tabela 1.2 | Tabela de Vapor – Propriedades da água saturada (líquido-vapor)

Água saturada: tabela em função da temperatura												
		Volume específico (m^3/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
Temp. ºC	Pressão kPa	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_l	v_v	u_l	u_{lv}	u_v	h_l	h_{lv}	h_v	s_l	s_{lv}	s_v
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,33	2375,33	0,00	2501,35	2501,35	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,27	2382,24	20,98	2489,57	2510,54	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,16	2389,15	41,99	2477,75	2519,74	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2333,06	2396,04	62,98	2465,93	2528,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2318,98	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,169	0,001003	43,3593	104,86	2304,90	2409,76	104,87	2442,30	2547,17	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,58	125,77	2430,48	2556,25	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,2158	146,65	2276,71	2423,36	146,66	2418,62	2565,28	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,384	0,001008	19,5229	167,53	2262,57	2430,11	167,54	2406,72	2574,26	0,5724	7,6845	8,2569
45	9,593	0,001010	15,2581	188,41	2248,40	2436,81	188,42	2394,77	2583,19	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,0318	209,30	2234,17	2443,47	209,31	2382,75	2592,06	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,56835	230,19	2219,89	2450,08	230,20	2370,66	2600,86	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,63	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19656	272,00	2191,12	2463,12	272,03	2346,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,93	2176,62	2469,55	292,96	2333,85	2626,80	0,9548	6,8004	7,7552
75	38,58	0,001026	4,13123	313,87	2162,03	2475,91	313,91	2321,37	2635,28	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,39	0,001029	3,40715	334,84	2147,36	2482,19	334,88	2308,77	2643,66	1,0752	6,5369	7,6121

85	57,83	0,001032	2,82757	355,82	2132,58	2488,40	355,88	2296,05	2651,93	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,14	0,001036	2,36056	376,82	2117,70	2494,52	376,90	2283,19	2660,09	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,55	0,001040	1,98186	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2668,13	1,2500	6,1659	7,4158
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2676,05	1,3068	6,0480	7,3548
105	120,8	0,001047	1,41936	440,00	2072,34	2512,34	440,13	2243,70	2683,83	1,3629	5,9328	7,2958
110	143,3	0,001052	1,21014	461,12	2056,96	2518,09	461,27	2230,20	2691,47	1,4184	5,8202	7,2386
115	169,1	0,001056	1,03658	482,28	2041,44	2523,72	482,46	2216,50	2698,96	1,4733	5,7100	7,1832
120	198,5	0,001060	0,89186	503,48	2025,76	2529,24	503,69	2202,61	2706,30	1,5275	5,6020	7,1295

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 576).

Pesquise mais

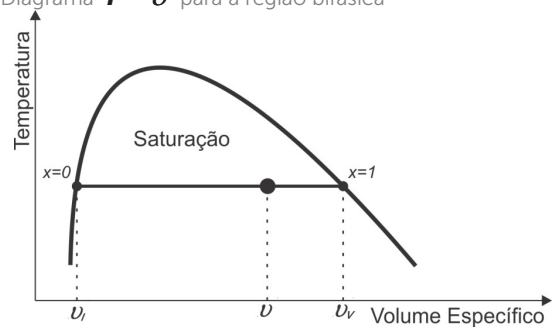
Existem tabelas para diversas substâncias puras, como água, amônia, nitrogênio, dióxido de carbono, propano e refrigerantes R-22, R-410A e R-134a, dentre outras substâncias. Acesse na biblioteca virtual o livro de Moran et al. (2014, p. 710 a 741), e aprofunde seus conhecimentos.

Note que, na Tabela 1.2, para a região de saturação, são apresentados os valores de volume específico υ, energia interna específica u, entalpia específica h e entropia específica s para o líquido saturado e o vapor saturado. Dependendo do valor do título, essas propriedades para o sistema bifásico podem ser calculadas a partir da relação a seguir, tomando-se como exemplo o volume específico, ilustrado na Figura 1.23:

$$\upsilon = (1 - x).\upsilon_l + x.\upsilon_v$$

em que υ é o valor do volume específico da mistura; υ_l é o valor do volume específico do líquido saturado; υ_v é o valor do volume específico do vapor saturado, todos em $[m^3 / kg]$, e x é o título da mistura.

Figura 1.23 | Diagrama $T - \upsilon$ para a região bifásica



Fonte: elaborada pelo autor.

Rearranjando a fórmula acima, o título também pode ser calculado a partir dos volumes específicos:

$$x = \frac{\upsilon - \upsilon_l}{\upsilon_v - \upsilon_l}$$

A partir da Figura 1.23, note que o valor do volume específico da mistura sempre vai se situar entre o valor do líquido saturado e do vapor saturado.

Assimile

A fórmula do cálculo do volume específico da mistura bifásica pode ser facilmente compreendida, a partir do volume total V_T da mistura e os volumes do líquido saturado V_l e do vapor saturado V_v:

$$V_T = V_l + V_v$$

Como $\upsilon = V/m$, então $V = m.\upsilon$. Substituindo na equação do volume total, temos que:

$$m_T.\upsilon = m_l.\upsilon_l + m_v.\upsilon_v$$

Como $m_l = m_T - m_v$, temos que:

$$m_T.\upsilon = (m_T - m_l).\upsilon_l + m_v.\upsilon_v$$

Dividindo por m_T e como $x = m_v/m_T$, tem-se que:

$$\upsilon = (1 - x).\upsilon_l + x.\upsilon_v$$

A Tabela 1.3 ilustra a tabela de vapor para a região de vapor superaquecido para a água.

Tabela 1.3 | Tabela de Vapor – Propriedades do vapor d´água superaquecido

Vapor d'água superaquecido												
T	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
	P= 1000 kPa (179,91)				P= 1200 kPa (187,99)				P= 1400 kPa (195,07)			
Sat.	0,19444	2583,64	2778,08	6,5864	0,16333	2588,82	2784,82	6,5233	0,14084	2592,83	2790,00	6,4692
200	0,20596	2621,90	2827,86	6,6939	0,16930	2612,74	2815,90	6,5898	0,14302	2603,09	2803,32	6,4975
250	0,23268	2709,91	2942,59	6,9246	0,19235	2704,20	2935,01	6,8293	0,16350	2698,32	2927,22	6,7467
300	0,25794	2793,21	3051,15	7,1228	0,21382	2789,22	3045,80	7,0316	0,18228	2785,16	3040,35	6,9533
350	0,28247	2875,18	3157,65	7,3010	0,23452	2872,16	3153,59	7,2120	0,20026	2869,12	3149,49	7,1359
400	0,30659	2957,29	3263,88	7,4650	0,25480	2954,90	3260,66	7,3773	0,21780	2952,50	3257,42	7,3025
500	0,35411	3124,34	3478,44	7,7621	0,29463	3122,72	3476,28	7,6758	0,25215	3121,10	3474,11	7,6026
600	0,40109	3296,76	3697,85	8,0289	0,33393	3295,60	3696,32	7,9434	0,28596	3294,44	3694,78	7,8710
700	0,44779	3475,35	3923,14	8,2731	0,37294	3474,48	3922,01	8,1881	0,31947	3473,61	3920,87	8,1160
800	0,49432	3660,46	4154,78	8,4996	0,41177	3659,77	4153,90	8,4149	0,3528	3659,09	4153,03	8,3431
900	0,54075	3852,19	4392,94	8,7118	0,45051	3851,62	4392,23	8,6272	0,38606	3851,05	4391,53	8,5555
1000	0,58712	4050,49	4637,60	8,9119	0,48919	4049,98	4637,00	8,8274	0,41924	4049,47	4636,41	8,7558
1100	0,63345	4255,09	4888,55	9,1016	0,52783	4254,61	4888,02	9,0171	0,45239	4254,14	4887,49	8,9456
1200	0,67977	4465,58	5145,36	9,2821	0,56646	4465,12	5144,87	9,1977	0,48552	4464,65	5144,38	9,1262
1300	0,72608	4681,33	5407,41	9,4542	0,60507	4680,86	5406,95	9,3698	0,51864	4680,39	5406,49	9,2983

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 581).

A Tabela 1.4 ilustra a tabela de vapor para a região de líquido comprimido para a água.

Tabela 1.4 | Tabela de Vapor – Propriedades da Água Líquida Comprimida

Água líquida comprimida												
T °C	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
	P= 10 000 kPa (311,06)				P= 15 000 kPa (342,24)				P= 20 000 kPa (365,81)			
Sat.	0,001452	1393,00	1407,53	3,3595	0,001658	1585,58	1610,45	3,6847	0,002035	1785,47	1826,18	4,0137
0	0,000995	0,10	10,05	0,0003	0,000993	0,15	15,04	0,0004	0,000990	0,20	20,00	0,0004
20	0,000997	83,35	93,32	0,2945	0,000995	83,05	97,97	0,2934	0,000993	82,75	102,61	0,2922
40	0,001003	166,33	176,36	0,5685	0,001001	165,73	180,75	0,5665	0,000999	165,15	185,14	0,5646
60	0,001013	249,34	259,47	0,8258	0,001011	248,49	263,65	0,8231	0,001008	247,66	267,82	0,8205
80	0,001025	332,56	342,81	1,0687	0,001022	331,46	346,79	1,0655	0,001020	330,38	350,78	1,0623
100	0,001039	416,09	426,48	1,2992	0,001036	414,72	430,26	1,2954	0,001034	413,37	434,04	1,2917
120	0,001055	500,07	510,61	1,5188	0,001052	498,39	514,17	1,5144	0,001050	496,75	517,74	1,5101
140	0,001074	584,67	595,40	1,7291	0,001071	582,64	598,70	1,7241	0,001068	580,67	602,03	1,7192
160	0,001195	670,11	681,07	1,9316	0,001092	667,69	684,07	1,9259	0,001089	665,34	687,11	1,9203
180	0,001120	756,63	767,83	2,1274	0,001116	753,74	770,48	2,1209	0,001112	750,94	773,18	2,1146
200	0,001148	844,49	855,97	2,3178	0,001143	841,04	858,18	2,3103	0,001139	837,70	860,47	2,3031
220	0,001181	934,07	945,88	2,5038	0,001175	929,89	947,52	2,4952	0,001169	925,89	949,27	2,4869
240	0,001219	1025,94	1038,13	2,6872	0,001211	1020,82	1038,99	2,6770	0,001205	1015,94	1040,04	2,6673
260	0,001265	1121,03	1133,68	2,8698	0,001255	1114,59	1133,41	2,8575	0,001246	1108,53	1133,45	2,8459

Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 583).

Exemplificando

Um recipiente contém vapor d'água à pressão de *1,4 MPa* e temperatura de *400 ºC*. Determine o valor das outras propriedades termodinâmicas.

Consultando a Tabela 1.3, para a pressão de $1,4\ MPa = 1.400\ kPa$ e temperatura de $400\ ºC$, obtém-se os valores de:

$$\textit{volume específico: } \upsilon = 0,21780\ m^3/kg$$
$$\textit{energia interna específica: } u = 2.952,50\ kJ/kg$$
$$\textit{entalpia específica: } h = 3.257,42\ kJ/kg$$
$$\textit{entropia específica: } s = 7,3025\ kJ/kg.K$$

Caso fosse solicitado para pressão de $1,4\ MPa$ e temperatura de $430\ ºC$, por exemplo, seria necessário fazer uma interpolação a partir de valores tabelados conhecidos.

Interpolando para o volume específico, temos que:

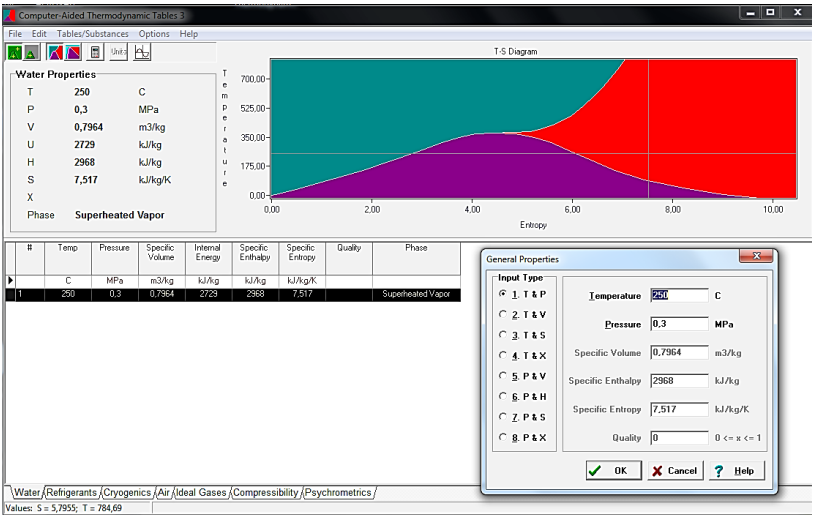
$$\begin{pmatrix} T = 400ºC \rightarrow \upsilon_{400ºC} = 0,21780\ m^3/kg \\ T = 500ºC \rightarrow \upsilon_{500ºC} = 0,25215\ m^3/kg \end{pmatrix}$$

$$\frac{\upsilon_{430ºC} - 0,21780}{0,25215 - 0,21780} = \frac{430 - 400}{500 - 400} \rightarrow \upsilon_{430ºC} = 0,22810\ m^3/kg$$

Para as outras propriedades, adote procedimento análogo de interpolação linear.

Outro modo de se obter essas propriedades é utilizando *softwares* específicos, como o *Computer-Aided Thermodynamic Tables 3* (CATT), disponibilizado como material de apoio juntamente com o livro do Van Wylen (1995), e o *IT: Interactive Thermodynamics*, como material de apoio juntamente com o livro do Moran (2014). A Figura 1.24 ilustra a utilização do *software* CATT, no qual foram alimentados os valores de temperatura de $250\ ºC$ e pressão de $0,3\ MPa$. O *software* apresentou os valores das outras quatro propriedades e a região em que se situa esse estado, que é de vapor superaquecido, visto também pelo cruzamento das linhas horizontal e vertical no gráfico.

Figura 1.24 | Software Computer-Aided Thermodynamic Tables 3



Fonte: Captura da tela do CATT, elaborada pelo autor.

Resumindo, temos que os processos termodinâmicos que ocorrem quando um sistema passa de um estado para outro podem ser avaliados diretamente nesses *softwares* ou por uma análise analítica, através da obtenção das propriedades em cada estado, utilizando as tabelas termodinâmicas.

Exemplificando

Durante uma experiência no laboratório de térmica e fluidos, para avaliação das propriedades termodinâmicas da água, $100\ g$ de vapor d'água saturado estão em um recipiente rígido, fechado, com temperatura de $110\ ºC$. Após alguns instantes, a temperatura cai para $100\ ºC$. Deseja-se obter a quantidade de água que está na fase vapor. Para isso, determine:

a-) as pressões inicial e final da experiência.

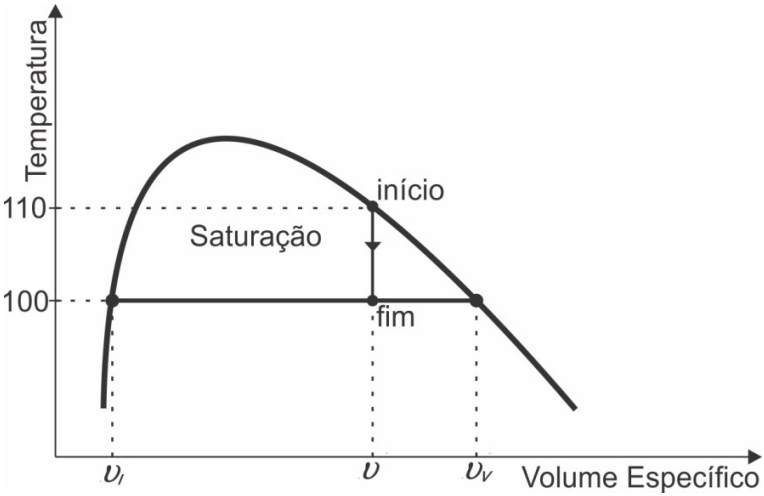
b-) os volumes específicos correspondentes.

c-) o título no final da experiência.

Como o recipiente é rígido e fechado, o volume do sistema é constante e a massa de água também, resultando num processo isocórico, ou

seja, o volume específico permanece constante durante o processo. A Figura 1.25 ilustra esse processo.

Figura 1.25 | Diagrama $T - \upsilon$ - processo isocórico



Fonte: elaborada pelo autor.

Solução:

a) Como no início o sistema se encontrava no estado de vapor saturado e, no final, permanecerá na região de saturação, conforme ilustra a Figura 1.25, consultando a tabela de vapor para a água saturada, mostrada na Tabela 1.2, obtém-se que os valores das pressões, correspondentes às temperatura de saturação de $110\ ºC$ e $100\ ºC$ são:

$$p_{inicial} = 143,3\ kPa \ \ ou\ 143.300\ Pa$$
$$p_{final} = 101,3\ kPa \ \ ou \ \ 101.300\ Pa$$

b) Consultando a mesma tabela para a temperatura de $110\ ºC$, o volume específico do vapor saturado é $1,21014\ m^3/kg$. Como o processo é isocórico:

$$\upsilon_{inicial} = \upsilon_{final} = 1,21014\ m^3/kg$$

c) O título pode ser calculado, obtendo-se da tabela os valores dos volumes específicos do líquido saturado e do vapor saturado, para $T=100\ ºC$:

$$\upsilon_l = 0{,}001044\ m^3/kg \quad e \quad \upsilon_v = 1{,}67290\ m^3/kg$$

Assim,

$$x = \frac{\upsilon - \upsilon_l}{\upsilon_v - \upsilon_l} = \frac{1{,}21014 - 0{,}001044}{1{,}67290 - 0{,}001044} = 0{,}723\ ou\ 72{,}3\%$$

Assim, o título de 72,3% representa que $72{,}3\ g$ de água encontra-se na fase vapor e $27{,}7\ g$ na fase líquida.

As situações exemplificadas foram feitas para a água. Caso sejam utilizadas outras substâncias puras, os procedimentos serão análogos, utilizando as respectivas tabelas da substância utilizada.

Avaliação da energia interna específica e da entalpia

Você deve ter notado nas tabelas de vapor que, além da temperatura, pressão e volume específico, são apresentadas também as seguintes propriedades: a energia interna específica, a entalpia específica e a entropia específica, que serão abordadas com maior profundidade nas próximas unidades de ensino.

Por definição, a energia interna $\boldsymbol{U}$ é a energia que um sistema possui, desprezando os efeitos das energias cinética e potencial gravitacional. A entalpia $\boldsymbol{H}$ é definida como:

$$\boldsymbol{H = U + pV}$$

No sistema internacional, a unidade de $U\ e\ H$ é o ***joule [J]*** . A entropia $\boldsymbol{S}$ é um conceito um pouco mais complexo, que será entendido após estudarmos os conceitos relativos à segunda lei da termodinâmica. A sua unidade é ***[J/K]*** . Em termos específicos, ou seja, por unidade de massa $\boldsymbol{m}$, temos que:

$$\begin{cases} \text{energia interna específica: } u=\dfrac{U}{m} \quad [J/kg] \\ \text{entalpia específica: } h=\dfrac{H}{m} \quad [J/kg] \\ \text{entropia específica: } s=\dfrac{S}{m} \quad [J/kg \cdot K] \end{cases}$$

Analogamente ao abordado em relação ao volume específico na região de saturação, a partir do título da mistura, os cálculos da energia interna específica $\boldsymbol{u}$, da entalpia específica $\boldsymbol{h}$ e também da entropia específica $\boldsymbol{s}$ da mistura (sistema bifásico) serão dados por:

$$u = (1 - x).u_l + x.u_v$$

$$h = (1 - x).h_l + x.h_v$$

$$s = (1 - x).s_l + x.s_v$$

Em que os índices "*l*" e "*v*" se referem aos valores do líquido saturado e do vapor saturado, respectivamente, que são tabelados, conforme ilustra a Tabela 1.2 vista anteriormente.

Da mesma forma, o título também pode ser calculado a partir dos valores dessas energias:

$$x = \frac{u - u_l}{u_v - u_l}$$

$$x = \frac{h - h_l}{h_v - h_l}$$

$$x = \frac{s - s_l}{s_v - s_l}$$

Os valores da energia interna, entalpia e entropia específicas, apresentados nas tabelas termodinâmicas, foram obtidos a partir de uma referência, ou seja, a partir de dois estados termodinâmicos. Partindo-se de um estado inicial (tido como referência), aplica-se a equação de conservação de energia para o processo e obtém-se o valor para o estado final. No caso da água, o estado de referência é o ponto triplo. Dessa forma, as tabelas podem exibir valores negativos para essas energias.

Reflita

Imagine que você está no quinto andar de um edifício e deseja analisar a variação de energia potencial considerando esse andar como referência. Ao soltar uma bola de tênis desse andar, ela cai na sacada do quarto andar.

Será que, caso você repita esse procedimento no sétimo andar, soltando a bola e caindo na sacada do sexto andar, produzirá o mesmo efeito que o anterior?

Apresentando calores específicos

Calor específico, também chamado de "capacidade calorífica" ou de "capacidade térmica", é definido como a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de uma unidade de massa da substância em um grau (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009). Esse valor representa o "esforço" térmico que deverá ser aplicado a uma quantidade de massa m de uma substância pura para variar a sua temperatura. Em termos algébricos, temos que:

$$C = \frac{1}{m}\frac{\delta Q}{\delta T}$$

Em que C é o calor específico, dado em $[kJ/kg \cdot K]$; Q é o calor a ser fornecido, dado em $[kJ]$; T é a temperatura, dada em $[K]$ e; m é a massa, dada em $[kg]$.

Assimile

No Sistema Internacional de Unidades (SI), o calor específico pode ser entendido como a quantidade de calor, em $[kJ]$, necessária para elevar a temperatura de $1\ kg$ de uma substância em $1\ K$. Assim, a unidade no SI é $[kJ/kg \cdot K]$. Outras unidades utilizadas para o calor específico são: $[BTU / lbm \cdot R]$ e $[kcal / kg \cdot K]$.

Em termos de propriedades termodinâmicas, para substâncias puras compressíveis simples, quando se tem um processo a volume constante, define-se **calor específico a volume constante** como sendo:

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$$

Por outro lado, se a pressão do processo for constante, define-se **calor específico a pressão constante** como:

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

Esses dois conceitos são úteis nos cálculos envolvendo o modelo de gás ideal.

A razão entre esses calores específicos é chamada de propriedade k e é dada por:

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

Avaliação de propriedades de líquidos e sólidos

Observando a Tabela 1.4 para líquido comprimido, nota-se que, para uma temperatura fixa, os valores do volume específico v e da energia interna u variam muito pouco, quando a pressão é alterada. Assim, é razoável admitir um modelo de substância incompressível e utilizar, nesses casos, os valores para o líquido saturado em função apenas da temperatura para definir o estado termodinâmico, ou seja:

$$v(T,p) \approx v(T)$$
$$u(T,p) \approx u(T)$$

Essa afirmação pode ser facilmente observada para uma dada temperatura, extraindo os valores de líquido saturado, na Tabela 1.2, e liquido comprimido, na Tabela 1.4, em que uma variação de 10.000% na pressão, para uma temperatura de $100^{o}C$, implica numa variação do volume específico de aproximadamente $0,5\%$ e da energia interna específica de aproximadamente $0,7\%$.

Exemplificando

Considere o valor do volume específico e da energia interna, a $20^{o}C$ e $100^{o}C$, considerando líquido saturado e líquido comprimido a $10.000\ kPa$ de pressão. A Tabela 1.5 ilustra esses valores, obtidos conforme Tabelas 1.2 e 1.4.

Tabela 1.5 | Valores de volume e energia interna específicos

Água saturada: tabela em função da temperatura													
		Volume específico (m^3/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
Temp. ºC	Pressão kPa	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_l	v_v	u_l	u_{lv}	u_v	h_l	h_{lv}	h_v	s_l	s_{lv}	s_v
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2318,98	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2676,05	1,3068	6,0480	7,3548

Água líquida comprimida												
T °C	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
	P = 10 000 kPa (311,06)				P = 15 000 kPa (342,24)				P = 20 000 kPa (365,81)			
20	0,000997	83,35	93,32	0,2945	0,000995	83,05	97,97	0,2934	0,000993	82,75	102,61	0,2922
100	0,001039	416,09	426,48	1,2992	0,001036	414,72	430,26	1,2954	0,001034	413,37	434,04	1,2917

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 576 e 583).

Para $20^{o}C$, observa-se uma variação de pressão, volume específico e energia interna específica, em módulo, de

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{10.000 - 2,339}{2,339} = 4.274 \text{ ou } 427.400\%$$

$$\frac{\Delta \upsilon}{\upsilon} = \frac{0,001002 - 0,000977}{0,000977} = 0,0256 \text{ ou } 2,56\%$$

$$\frac{\Delta u}{u} = \frac{83,94 - 83,35}{83,35} = 0,0071 \text{ ou } 0,71\%$$

Repetindo o procedimento para a temperatura de $100^{o}C$, tem-se

$$\frac{\Delta p}{p} = 9.771\% \qquad \frac{\Delta \upsilon}{\upsilon} = 0,48\% \qquad \frac{\Delta u}{u} = 0,67\%$$

Assim, esse exemplo comprova que a água líquida pode ser admitida como incompressível e os valores de volume específico e energia interna específica dependem apenas da temperatura.

Para simplificar os cálculos envolvendo líquidos e sólidos, o modelo de substância incompressível assume a hipótese que o volume específico (ou massa específica) seja constante e que a energia interna específica varie somente em função da temperatura, ou seja:

$$C_{\upsilon}(T) = \frac{du}{dT}$$

Nesse modelo, a entalpia varia de acordo com a temperatura e a pressão, portanto:

$$h(T,p) = u(T) + p\upsilon$$

Para substâncias modeladas como incompressíveis, temos que os calores específicos C_p e C_{υ} são iguais, ou seja:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = \frac{du}{dT}$$

Portanto, não existe a necessidade de distinção entre os dois calores específicos.

Pesquise mais

Os valores de calores específicos de alguns líquidos e sólidos de uso comum são fornecidos em tabelas, em função da temperatura. Pesquise sobre esses valores no livro do Moran (2014, p. 742).

Utilizando as equações $C_{\upsilon}(T) = \frac{du}{dT}$ e $h(T,p) = u(T) + p\upsilon$, calculamos as variações da energia interna específica e da entalpia específica entre dois estados termodinâmicos:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} C(T)dT$$

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + \upsilon(p_2 - p_1) = \int_{T_1}^{T_2} C(T)dT + \upsilon(p_2 - p_1)$$

Finalmente, se o calor específico for considerado como sendo constante, temos que:

$$u_2 - u_1 = C(T_2 - T_1)$$

$$h_2 - h_1 = C(T_2 - T_1) + \upsilon(p_2 - p_1)$$

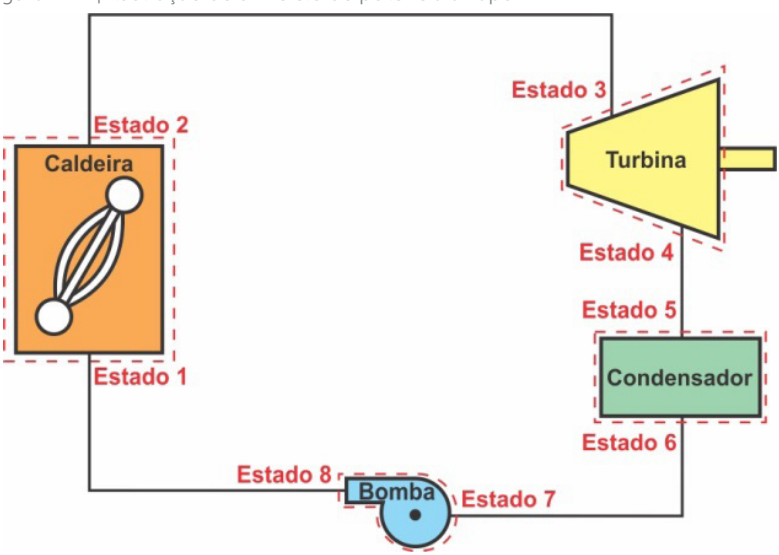
Em que o termo $\upsilon(p_2 - p_1)$ em geral é muito pequeno, podendo ser desprezado.

Sem medo de errar

Retomando o contexto de aprendizagem, temos que você, aluno, trabalha como engenheiro trainee em um escritório de consultoria e participa do projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana de açúcar para uma indústria, com o intuito de aumentar a eficiência energética, comparado com o ciclo atualmente utilizado.

Nesta última etapa da fase preliminar desse projeto, você deverá, a fim de desenvolver a curiosidade e o raciocínio crítico e de solução de problemas, continuar o estudo de alguns pontos específicos do ciclo termodinâmico apresentado na Figura 1.22, que estão sendo monitorados, a fim de avaliar outras propriedades dos estados termodinâmicos de interesse.

Figura 1.22 | Ilustração de um ciclo de potência a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Como você precisa identificar as propriedades reais que o projeto possui atualmente, quais procedimentos você adotará para obter essas propriedades? De posse desses valores, como identificar as demais propriedades, como volume específico, energia interna e entalpia, por exemplo? Existe algum software que possa auxiliá-lo nessa tarefa? Na fase de saturação, como utilizar o título para obtenção das propriedades de interesse? Como você identificará com plena certeza se o estado termodinâmico está ou não da região de saturação? Em quais condições você poderia considerar que o estado na saída de um estágio do ciclo seja igual ao de entrada do estágio seguinte? Nos pontos de interesse, estando a água no estado líquido, como tratar as propriedades para diferentes níveis de pressão?

Vamos analisar esse ciclo:

Conhece-se e compreende-se que um estado termodinâmico pode ser determinado por duas propriedades independentes do sistema, sendo que as propriedades mais diretas para serem medidas são a temperatura e a pressão, utilizando-se de um termopar e um manômetro.

Caso exista algum ponto que esteja na região de saturação, você precisará de mais uma informação para determinar esse estado. Uma solução seria avaliar a velocidade do fluido nesse ponto e num outro ponto diferente, como a saída da bomba, onde com certeza estaria na fase líquida. Assim, seria possível calcular o volume específico:

$$\dot{m} = \frac{vA}{\upsilon}$$

Em que v é a velocidade do fluido; A é a área da seção transversal e; u é o volume específico. Com isso, conseguimos identificar o estado de interesse.

Uma vez conhecidas a pressão e a temperatura, se o estado estiver na região de saturação, esses valores terão relação entre si. Assim, consultando as tabelas de vapor para a região de saturação líquido vapor, como ilustrado na Tabela 1.2, caso os valores medidos sejam aqueles apresentados para a saturação, ou seja, $p_{medido} = p_{saturação}$ e $T_{medido} = T_{saturação}$, haverá a presença de uma mistura bifásica e será necessário avaliar outra propriedade termodinâmica. As tabelas de vapor, na região de saturação, apresentam duas situações: uma

em função da temperatura e outra em função da pressão, ambas são similares. Outra forma seria utilizar os softwares disponíveis para encontrar os valores das propriedades desejadas.

Finalizando, como visto na parte teórica, na região de saturação, a partir do título da mistura, a energia interna específica u, a entalpia específica h e a entropia específica s da mistura (sistema bifásico) podem ser calculadas por:

$$u = (1 - x).u_l + x.u_v$$

$$h = (1 - x).h_l + x.h_v$$

$$s = (1 - x).s_l + x.s_v$$

Caso esteja na região de vapor superaquecido, pressão e temperatura serão suficientes para determinar o estado termodinâmico e deverá ser procurada, a partir dos boxes de pressão, a temperatura correspondente à medida. Talvez haja a necessidade de se interpolar os valores, caso não exista exatamente o valor medido.

Para que o estado na saída de um estágio seja igual à entrada do seguinte, a conexão entre eles deverá ter área de seção transversal da tubulação constante e ser perfeitamente isolada, ou seja, sem trocas de calor com o ambiente.

Em pontos nos quais a água está na fase líquida, como provavelmente na saída do condensador e na bomba, poderá ser admitido o modelo de substância incompressível. Portanto, as propriedades podem ser obtidas para o líquido saturado, em função da temperatura, que é apresentado na tabela de vapor para a água saturada em função da temperatura, como a ilustrada na Tabela 1.2.

Ao final da análise, concluindo a tarefa proposta nesta seção, um relatório completo e detalhado deverá ser elaborado, a fim de formalizar e documentar a sua análise preliminar para a equipe envolvida no projeto.

Avançando na prática

Avaliação do calor específico de um fluido hidráulico

Descrição da situação-problema

Caro aluno, você faz parte do projeto de desenvolvimento de uma prensa hidráulica, em uma indústria cerâmica. O gerente da empresa fez um questionamento sobre o estoque de fluido hidráulico disponível no almoxarifado, que é alto, e quer saber se poderia ser utilizado no seu projeto. Você solicitou que ele repassasse as informações relativas à viscosidade e calor específico para que você pudesse avaliar também a troca de calor para resfriar o fluido. Entretanto, ele não possui informações sobre o calor específico do fluido. Como resolver esse problema, estando na fase final e sem tempo hábil para mudanças?

Resolução da situação-problema

O calor específico de uma substância é dado por:

$$C = \frac{1}{m}\frac{\delta Q}{\delta T}$$

Uma boa estimativa desse valor pode ser feita com razoável precisão e rapidez utilizando um calorímetro, que se constitui de um recipiente, resistência, fonte de alimentação com voltímetro e amperímetro, cronômetro e termômetro. O calor específico pode ser aproximado por:

$$C = \frac{1}{m}\frac{\Delta Q}{\Delta T}$$

Assim, medindo-se a massa do fluido que será avaliada, utilizando uma balança, a variação de temperatura (de $1^{o}a\ 3^{o}C$) e o calor fornecido, que é obtido multiplicando a voltagem, a corrente e o tempo, estima-se o calor específico desse fluido. A viscosidade pode ser obtida por meio de um viscosímetro.

Portanto, realizando a medição experimental dos valores de viscosidade e calor específico do fluido, é possível avaliar se o mesmo pode ser utilizado no projeto da prensa hidráulica.

Faça valer a pena

1. A avaliação de propriedades termodinâmicas é de suma importância para realizarmos cálculos termodinâmicos relevantes em aplicações de engenharia que envolvam o modelo de gás ideal, por exemplo.
Analise as asserções a seguir e a relação proposta entre elas:
I- As tabelas termodinâmicas apresentam as propriedades termodinâmicas de uma substância pura, simples, compressível, em número de seis, e são importantes na determinação do estado em que o sistema se encontra.

PORQUE

II- *Todos os estados termodinâmicos podem ser definidos com quaisquer duas dessas seis propriedades.*

A respeito das asserções apresentadas no texto-base, assinale a opção correta.

a) As asserções I e II são proposições falsas.
b) As asserções I e II são proposições verdadeiras, porém a II não é uma justificativa da I.
c) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II é uma justificativa da I.
d) A asserção I é uma proposição verdadeira, e a II é uma proposição falsa.
e) A asserção I é uma proposição falsa, e a II é uma proposição verdadeira.

2. Uma panela de pressão industrial trabalha na pressão de saturação, que é de $270\ kPa$. Para essa pressão, a temperatura de saturação é de $130\ ºC$. Nessas condições, o sistema apresenta uma mistura bifásica e, consultando as tabelas de vapor para o volume específico, obtém-se os valores para o líquido saturado e o vapor saturado de $\upsilon_L = 0{,}001070\ m^3/kg$ e $\upsilon_v = 0{,}66850\ m^3/kg$, respectivamente.

Baseado nas informações apresentadas no texto-base, analise as afirmações a seguir e assinale a alternativa correta.

a) O volume específico da mistura é maior que $0{,}66850\ m^3/kg$.
b) O volume específico da mistura é menor que $0{,}001070\ m^3/kg$.
c) O volume específico da mistura é obtido fazendo a média entre os valores de υ_L e υ_v.
d) O volume específico da mistura é obtido fazendo a soma dos valores de υ_L e υ_v.
e) O volume específico da mistura está entre $0{,}001070\ m^3/kg$ e $0{,}66850\ m^3/kg$.

3. Água escoa por um vaso de pressão no estado de vapor superaquecido com $1100\ kPa$ de pressão e temperatura de $450\ ºC$. Você ficou incumbido de determinar o valor do volume específico do sistema no estado considerado. Para isso, os dados das tabelas de vapor para valores próximos a esse estado são apresentados na Tabela 1.6.

Figura 1.6 | Tabelas de Vapor – Vapor Superaquecido

Tabela B.1.3 (*continuação*)
Vapor d'água superaquecido

T	*v* (m^3/kg)	*u* (kJ/kg)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kg K)	*v* (m^3/kg)	*u* (kJ/kg)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kg K)	*v* (m^3/kg)	*u* (kJ/kg)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kg K)
	P = 1000 kPa (179,91)				*P* = 1200 kPa (187,99)				*P* = 1400 kPa (195,07)			
Sat.	0,19444	2583,64	2778,08	6,5864	0,16333	2588,82	2784,82	6,5233	0,14084	2592,83	2790,00	6,4692
200	0,20596	2621,90	2827,86	6,6939	0,16930	2612,74	2815,90	6,5898	0,14302	2603,09	2803,32	6,4975
250	0,23268	2709,91	2942,59	6,9246	0,19235	2704,20	2935,01	6,8293	0,16350	2698,32	2927,22	6,7467
300	0,25794	2793,21	3051,15	7,1228	0,21382	2789,22	3045,80	7,0316	0,18228	2785,16	3040,35	6,9533
350	0,28247	2875,18	3157,65	7,3010	0,23452	2872,16	3153,59	7,2120	0,20026	2869,12	3149,49	7,1359
400	0,30659	2957,29	3263,88	7,4650	0,25480	2954,90	3260,66	7,3773	0,21780	2952,50	3257,42	7,3025
500	0,35411	3124,34	3478,44	7,7621	0,29463	3122,72	3476,28	7,6758	0,25215	3121,10	3474,11	7,6026
600	0,40109	3296,76	3697,85	8,0289	0,33393	3295,60	3696,32	7,9434	0,28596	3294,44	3694,78	7,8710
700	0,44779	3475,35	3923,14	8,2731	0,37294	3474,48	3922,01	8,1881	0,31947	3473,61	3920,87	8,1160
800	0,49432	3660,46	4154,78	8,4996	0,41177	3659,77	4153,90	8,4149	0,3528	3659,09	4153,03	8,3431
900	0,54075	3852,19	4392,94	8,7118	0,45051	3851,62	4392,23	8,6272	0,38606	3851,05	4391,53	8,5555
1000	0,58712	4050,49	4637,60	8,9119	0,48919	4049,98	4637,00	8,8274	0,41924	4049,47	4636,41	8,7558
1100	0,63345	4255,09	4888,55	9,1016	0,52783	4254,61	4888,02	9,0171	0,45239	4254,14	4887,49	8,9456
1200	0,67977	4465,58	5145,36	9,2821	0,56646	4465,12	5144,87	9,1977	0,48552	4464,65	5144,38	9,1262
1300	0,72608	4681,33	5407,41	9,4542	0,60507	4680,86	5406,95	9,3698	0,51864	4680,39	5406,49	9,2983

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 581).

Com base nas informações apresentadas no texto-base e fazendo uma interpolação linear dos valores apresentados na Tabela 1.6, assinale dentre as alternativas a seguir aquela que representa a faixa de valores na qual o volume específico do sistema se situa.

a) $0,25\ m^3/kg \leq \upsilon < 0,27\ m^3/kg$.

b) $0,27\ m^3/kg \leq \upsilon < 0,29\ m^3/kg$.

c) $0,29\ m^3/kg \leq \upsilon < 0,31\ m^3/kg$.

d) $0,31\ m^3/kg \leq \upsilon < 0,33\ m^3/kg$.

e) $0,33\ m^3/kg \leq \upsilon < 0,35\ m^3/kg$.

Referências

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: Blucher, 2009. 461 p.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. Mac Graw Hill, 2007. 740 p.

IENO, G. **Termodinâmica**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2013. 227 p.

LEVENSPIEL, O. **Termodinâmica amistosa para engenheiros**. São Paulo: E. Blucher, 2013. 323 p.

LUZZI, R. **Tópicos em termodinâmica estatística de processos dissipativos**. Campinas Ed. da UNICAMP, 2000. 163 p.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2014.

MORAN, M. J.; et al. **Introdução à Engenharia de Sistemas Térmicos**. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2014.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. **Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química**. 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2007.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Introdução à Termodinâmica para Engenharia**. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2003.

VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1995. 565 p.

Modelo de gás ideal e a primeira lei da termodinâmica

Convite ao estudo

Prezado aluno, bem-vindo à segunda unidade de ensino do material de Termodinâmica. Muitas situações práticas envolvem o conceito de gás ideal, como linhas de ar comprimido, de vapor superaquecido proveniente de caldeiras, de gás que alimenta fogões residenciais e industriais, de fluidos refrigerantes presentes nos aparelhos condicionadores de ar e refrigeradores, dentre outros. Da mesma maneira, diversas são as aplicações práticas da primeira lei da Termodinâmica.

Nesta unidade, iremos conhecer os conceitos relacionados ao modelo de gás ideal e verificar as condições nas quais este modelo pode ser admitido. Serão fundamentais para o entendimento os conceitos de fator de compressibilidade e da constante universal dos gases, aplicados às equações de estado, que permitem a avaliação do comportamento termodinâmico dos gases. Ao finalizá-la, você, aluno, será capaz de utilizar o modelo de gás ideal e saberá como realizar um balanço de energia para um sistema fechado.

Para atingir esses objetivos e contextualizar esses assuntos, vamos relembrar que você trabalha como engenheiro trainee em um escritório de consultoria, contratado para prestar serviço a uma empresa do ramo sucroalcooleiro, em um projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana-de-açúcar, com o intuito de aumentar a eficiência energética, comparado com o ciclo atualmente, que utiliza uma caldeira, uma turbina a vapor e demais componentes do sistema. Nesta segunda fase do

projeto, será feito um balanço de energia para o ciclo completo, em todos os pontos de interesse. Para isso, é fundamental a interpretação minuciosa do estado termodinâmico em que a água se encontra, principalmente na fase vapor, para a qual serão feitas as análises e considerações, admitindo-se o vapor d'água como um gás ideal, levando em conta o erro cometido nessa hipótese, em função das propriedades para esse estado. Admitindo o vapor d'água como gás ideal, você analisará a variação da energia interna e da entalpia na turbina e, finalmente irá aplicar um balanço de energia para determinar as energias presentes na turbina e no gerador de eletricidade.

Na primeira seção desta unidade, você irá conhecer a constante universal dos gases, o fator de compressibilidade, as equações de estado e o modelo de gás ideal.

Na segunda seção serão conhecidos os conceitos de energia interna, entalpia e calores específicos de gases ideais para que possamos aplicá-los no balanço de energia de um sistema, por exemplo num processo de compressão de um gás. Essa análise também será útil para uma situação em que gases são misturados e estão inicialmente em condições distintas de temperatura e pressão. Finalizando a seção, você estará apto a compreender o conceito de processo politrópico, que será muito útil na determinação do trabalho realizado sobre um gás.

Finalizando a unidade, na última seção você conhecerá a primeira lei da Termodinâmica, que é um balanço de energia, e inicialmente será aplicada em sistemas fechados, tanto para situações em regime permanente, quando as propriedades do sistema não variam em relação ao tempo, como para regime transiente, como no início de operação de um sistema. Por fim, serão analisados o balanço de energia em ciclos.

Preparado para esses novos desafios? Então, vamos lá!

Seção 2.1

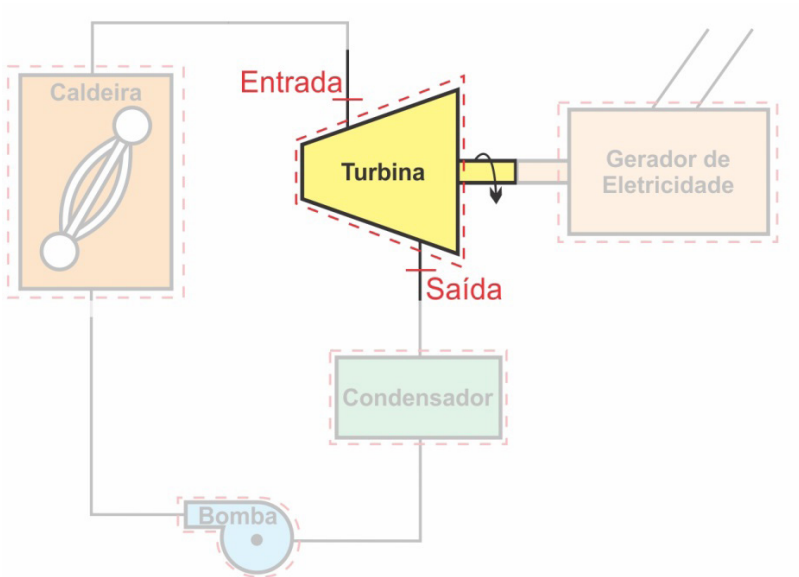
Fator de compressibilidade e modelo de gás ideal

Diálogo aberto

Caro aluno, você já percebeu que, ao ferver água para fazer um café ou chá, ou mesmo quando cozinhamos os alimentos, a água que estava na fase líquida começa a passar para a fase vapor. Será que esse vapor d'água pode ser admitido como gás ideal?

Vamos direcionar nosso estudo para os gases e, para contextualizar, suponha que você trabalha como engenheiro trainee em um escritório de consultoria contratado para prestar serviço a uma empresa do ramo sucroalcooleiro relativo ao projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana-de-açúcar, para que o aproveitamento energético seja mais eficiente. O destaque para a turbina a vapor está ilustrado na Figura 2.1.

Figura 2.1 | Ilustração de um sistema com turbina a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Para determinar as energias presentes na turbina, você foi persistente e se deslocou até a Bio Energy para obter os valores das pressões e temperaturas na entrada e na saída da turbina em operação. Para a entrada da turbina, o estado é vapor superaquecido, e para a saída, o estado é vapor saturado. Os valores obtidos para esses estados são:

$$p_{entrada} = 5\ MPa \qquad p_{saída} = 0{,}3\ kPa$$
$$T_{entrada} = 550^{o}C \qquad T_{saída} = 69{,}1^{o}C$$

De posse desses valores, o vapor d'água pode ser considerado um gás ideal? Que parâmetros você utilizaria para justificar a hipótese de modelo de gás ideal? Qual o erro cometido, caso seja feita essa hipótese?

Para isso, você conhecerá e compreenderá como avaliar se um gás pode (ou não) ser admitido com gás ideal, conforme os parâmetros de pressão e temperaturas reduzidas e o fator de compressibilidade. A partir desses conceitos, você concluirá se o gás pode ser considerado um gás ideal.

Agora é com você! Embarque nessa viagem fantástica através do conceito de gás ideal.

Bons estudos!

Não pode faltar

Constante universal dos gases

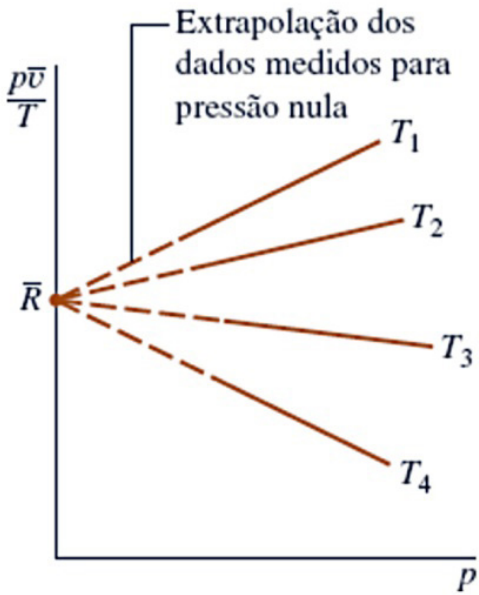
Você já deve estar familiarizado com o tema "gás ideal" e "constante universal dos gases". Para aprofundar os estudos sobre esses conceitos, incialmente vamos admitir uma configuração pistão-cilindro, que contém um determinado gás em seu interior, conforme Figura 2.2, e que será mantido à temperatura constante durante esse experimento. A pressão será medida pelo manômetro, e o volume será determinado conforme escala no cilindro.

Figura 2.2 | Pistão-cilindro contendo gás em seu interior

Fonte: elaborada pelo autor.

Movimentando o pistão para diferentes posições, são medidos a pressão e o volume específico, e assim diferentes estados de equilíbrio são determinados a uma temperatura constante. E se repetirmos esse mesmo experimento, mas com diferentes temperaturas? A Figura 2.3 ilustra graficamente a repetição dessa experiência para outros valores de temperatura $(T_1, T_2, T_3 ...)$, a fim de observar o comportamento do gás, ou seja, a figura expressa a relação $p\bar{\upsilon}/T$ em função da pressão, sendo que $\bar{\upsilon}$ é o volume por mol do gás.

Figura 2.3 | Esboço de $p\bar{\upsilon}/T$ em função da pressão



Fonte: Moran et al. (2018, p. 101).

Extrapolando as retas de temperatura constante, nota-se que elas convergem para um determinado valor, em uma condição de pressão nula, ou seja,

$$\lim_{p \to 0} \frac{p\bar{\upsilon}}{T} = \bar{R}$$

Repetindo a experiência para outros gases, nota-se que o mesmo valor de $\bar{R}$ é obtido. Assim, esse valor $\bar{R}$ é definido como a **constante universal dos gases.** O valor de $\bar{R}$ para diferentes sistemas de unidades é

$$\bar{R} = \begin{pmatrix} 8{,}3145 \ \ kJ/kmol \cdot K \\ 1{,}986 \ \ Btu/lbmol \cdot {}^{\circ}R \\ 1545 \ \ ft \cdot lbf/lbmol \cdot {}^{\circ}R \end{pmatrix}$$

Fator de compressibilidade

Continuando e aprofundando nossos estudos para a compreensão do modelo de gás ideal, vamos analisar o **fator de compressibilidade, Z,** que é expresso pela razão

$$Z = \frac{p\bar{\upsilon}}{\bar{R}T}$$

O volume por mol do gás $\bar{\upsilon}$, expresso em termos do peso atômico ou molecular do gás M, é dado por $\bar{\upsilon} = M\upsilon$. Assim, o fator de compressibilidade pode ser expresso como:

$$Z = \frac{p\upsilon}{RT}$$

Onde $R = \bar{R}/M$ é a constante de um determinado gás, com peso atômico ou molecular M.

O fator de compressibilidade também pode ser entendido como a razão entre os volumes específicos real e ideal de um gás:

$$Z = \frac{p\upsilon}{RT} = \frac{\upsilon}{RT/p} = \frac{\upsilon_{real}}{\upsilon_{ideal}}$$

Os valores de R para alguns gases são mostrados na Tabela 2.1, para temperatura de 25 °C e pressão de 100 kPa, ou na pressão de saturação, se esta for menor que 100 kPa.

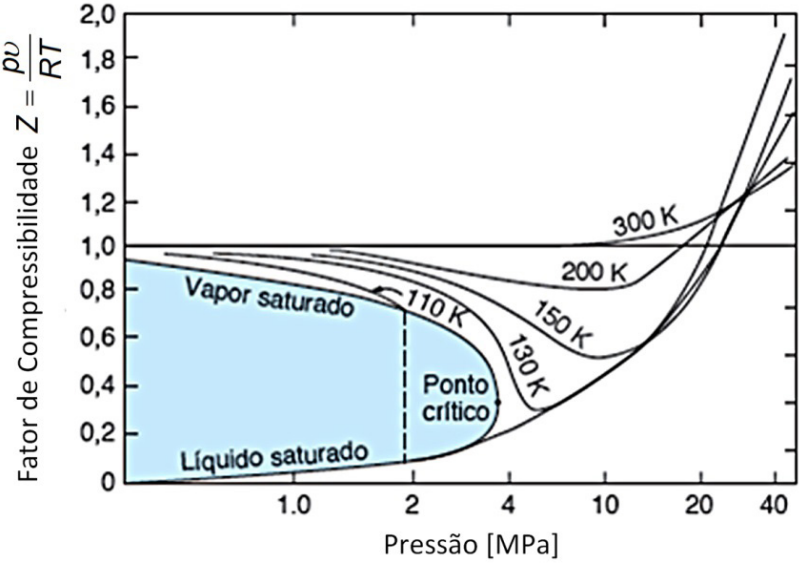
Tabela 2.1 | Valores de R para alguns gases

Gás	Fórmula química	Peso molecular	R kJ/kg K
Acetileno	C_2H_2	26,038	0,3193
Água (vapor)	H_2O	18,015	0,4615
Ar		28,97	0,287
Amônia	NH_3	17,031	0,4882
Argônio	Ar	39,948	0,2081
Butano	C_4H_{10}	58,124	0,1430
Dióxido de Carbono	CO_2	44,01	0,1889
Monóxido de Carbono	CO	28,01	0,2968
Etano	C_2H_6	30,07	0,2765
Etanol	C_2H_5OH	46,069	0,1805
Etileno	C_2H_4	28,054	0,2964
Hélio	He	4,003	2,0771
Hidrogênio	H_2	2,016	4,1243
Metano	CH_4	16,043	0,5183
Metanol	CH_3OH	32,042	0,2595
Neônio	Ne	20,183	0,4120
Nitrogênio	N_2	28,013	0,2968

Fonte: adaptada de Van Wylen; Sonntag; Borgnakke (2003, p. 577).

A Figura 2.4 exibe o fator de compressibilidade para o nitrogênio. Note que o valor de Z tende à unidade quando a pressão se aproxima de zero, independentemente da temperatura. Outra observação importante é que, para a temperatura de 300 K, o fator de compressibilidade é 1 para pressões abaixo de 10 MPa, estendendo-se também essa análise para o ar. Para outras substâncias puras, as bibliografias apontam uma análise qualitativa similar.

Figura 2.4 | Fator de compressibilidade para o nitrogênio



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 51).

O **princípio dos estados correspondentes** é uma maneira quantitativa para analisar o fator de compressibilidade para gases em geral, em função da **pressão reduzida** p_R e da **temperatura reduzida** T_R, em que:

$$p_R = \frac{p}{p_c} \quad e \quad T_R = \frac{T}{T_c}$$

Em que p_c e T_c são a pressão e a temperatura críticas, respectivamente.

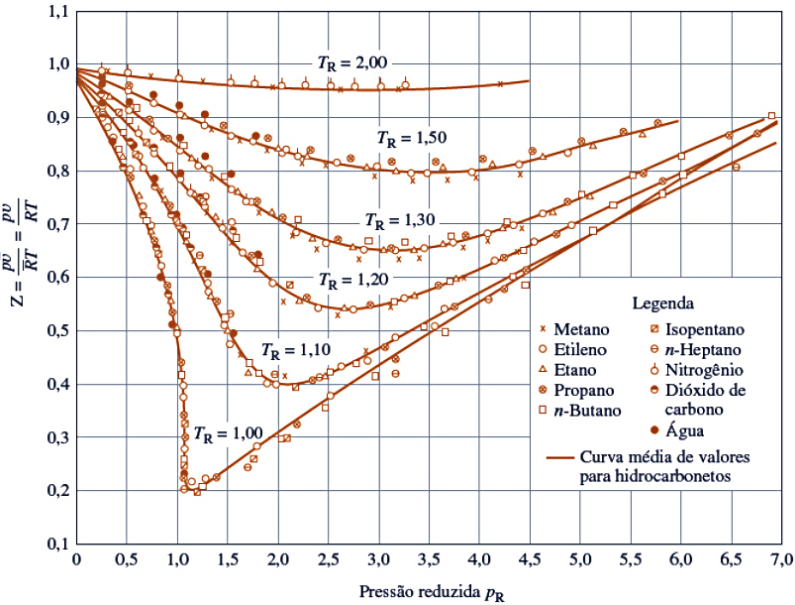
Assimile

A pressão reduzida p_R e a temperatura reduzida T_R permitem uma parametrização para uma análise generalizada sobre o comportamento dos gases. Valores muito baixos de pressão reduzida (p_R 1), ou temperaturas reduzidas acima de dois ($T_r > 2$), aproximam o fator de compressibilidade da unidade ($Z \cong 1$).

A Figura 2.5 ilustra o diagrama de compressibilidade para vários gases, em função de T_R, no qual se nota o comportamento

similar independente do gás analisado, até mesmo para a água, considerando que as linhas cheias são as isotermas reduzidas, que representam as curvas mais ajustadas aos dados.

Figura 2.5 | Diagrama de compressibilidade para vários gases

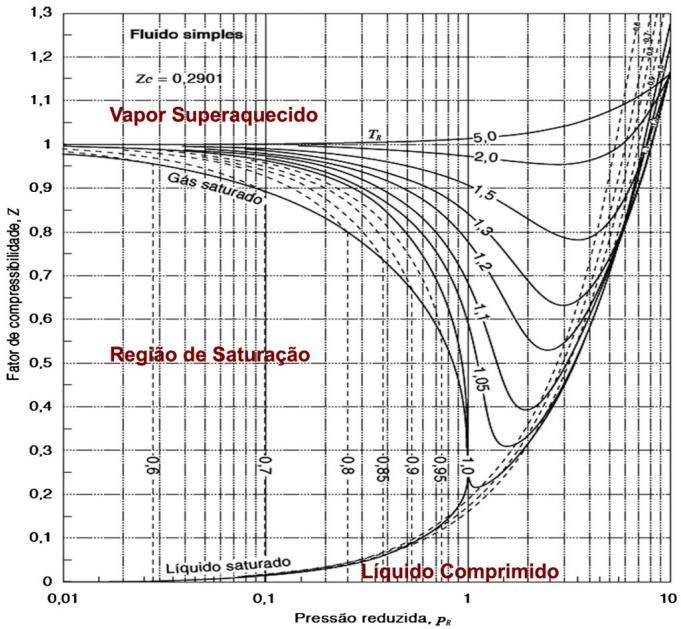


Fonte: Moran et al. (2018, p. 102).

Para uma análise geral, caso não haja dados experimentais para uma determinada substância pura, ou em condições mais próximas das condições normais de temperatura e pressão (CNTP), seria interessante uma extensão do diagrama apresentado na Figura 2.5.

Esse comportamento pode ser observado na Figura 2.6, que apresenta o fator de compressibilidade para o fluido de Lee-Kesler simples, mais particularmente aplicável a substâncias com moléculas simples.

Figura 2.6 | Diagrama de compressibilidade generalizado: fluido de Lee-Kesler



Fonte: adaptada de Van Wylen; Sonntag; Borgnakke (2003, p. 563).

Equação de estado

Considerando toda a região de vapor superaquecido de uma substância pura, as **equações de estado** são aquelas que representam analiticamente a relação $p - \upsilon - T$ com precisão aceitável.

Observando novamente a Figura 2.5, nota-se que essa equação única seria muito complexa. De acordo com Moran et al. (2018, p. 104), o fator de compressibilidade pode ser expresso como sendo uma expansão em séries infinitas, em termos de pressão:

$$Z = 1 + \hat{B}(T) \cdot p + \hat{C}(T) \cdot p^2 + \hat{D}(T) \cdot p^3 + \cdots$$

Em que os coeficientes $\hat{B}, \hat{C}, \hat{D} \cdots$ dependem somente da temperatura, ou em termos de $1/\bar{\upsilon}$:

$$Z = 1 + \frac{B(T)}{\bar{\upsilon}} + \frac{C(T)}{\bar{\upsilon}^2} + \frac{D(T)}{\bar{\upsilon}^3} + \cdots$$

que são conhecidas como equações viriais de estado, e os coeficientes $\hat{B},\hat{C},\hat{D}\cdots$ e $B,C,D\cdots$ como coeficientes viriais, que podem ser determinados por expressões da mecânica estatística sobre campos de forças ao redor das moléculas de um gás ou por dados experimentais.

Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2003, p. 561) citam a equação cúbica, com dois parâmetros:

$$p = \frac{RT}{\upsilon - b} - \frac{a}{\upsilon^2 + cb\upsilon + db^2}$$

Em que $b = b_0 \frac{RT_c}{p_c}$ e $a = a_0 \frac{R^2T_c^2}{p_c}$ e os coeficientes a_0, b_0, c, d são mostrados na Tabela 2.2 para cinco diferentes equações de estado, sendo p_R^{sat} o valor da pressão de saturação da substância na temperatura reduzida $T_R = 0,7$.

Tabela 2.2 | Valores dos coeficientes a_0, b_0, c, d

Equações de estado				
Modelo	c	d	b_0	a_0
Gás ideal	0	0	0	0
Van der Waals	0	0	1/8	27/64
Redlich–Kwong	1	0	0,08664	$0,42748\,(T_R)^{-1/2}$
Soave	1	0	0,08664	$0,42748\,[1 + f(1 - (T_R)^{1/2}]^2$
Peng–Robinson	2	–1	0,0778	$0,45724\,[1 + f(1 - (T_R)^{1/2}]^2$

$f = 0,48 + 1,574\omega - 0,176\omega^2$ modelo de Soave

$f = 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2$ modelo de Peng–Robinson

$$\omega = -\frac{\ln p_R^{sat}\left(\text{avaliada em } T_R = 0,7\right)}{\ln 10} - 1$$

Fonte: Van Wylen; Sonntag; Borgnakke (2003, p. 561).

Pesquise mais

Existem outras equações de estado, como a equação generalizada de estado de Lee-Kesler. Pesquise mais sobre o assunto no Apêndice D do livro de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 561-565) e aprimore ainda mais o seu conhecimento.

Introdução ao modelo de gás ideal

Você compreendeu, analisando as Figuras 2.4, 2.5 e 2.6, que, para valores muito baixos de p_R e/ou muito altos de T_R, o fator de compressibilidade Z tende a 1. Assim, a equação do fator de compressibilidade se torna:

$$p\upsilon = RT$$

que é conhecida como **equação de estado de gás ideal.**

Reflita

O ar é composto por 78% de nitrogênio (N_2), 21% de oxigênio (O_2) e 1% de outros gases (CO_2 e gases nobres). Nas condições ambientes, com temperatura de 25 °C e pressão barométrica de 1 atm, pode-se considerar o ar como um gás ideal?

Essa equação também pode ser expressa em termos do volume V e da massa m, pois temos a relação $\upsilon = V/m$:

$$pV = mRT$$

Ou em termos molares, com n sendo o número de mols:

$$pV = n\bar{R}T$$

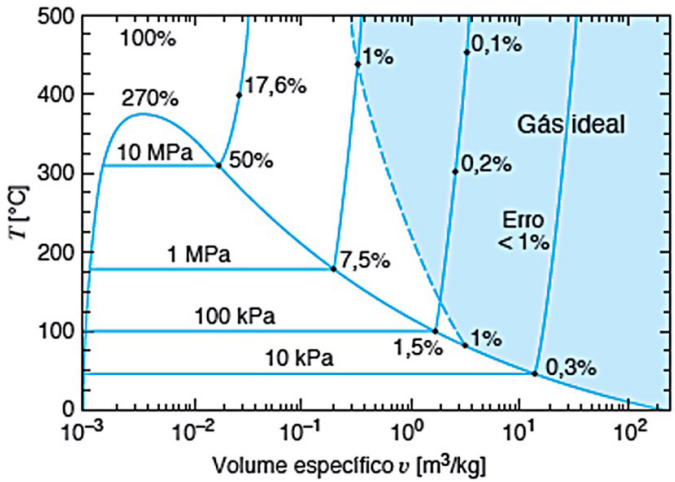
Agora, você está próximo de compreender o modelo de gás ideal. Temos que todo o gás cuja equação de estado seja dada exatamente por $p\upsilon = RT$ é um gás ideal e a sua energia interna u e entalpia h são dependentes apenas da temperatura (MORAN et al., 2018 p. 105), ou seja:

$$u = u(T) \quad e \quad h=h(T)=u(T)+RT$$

Essas considerações em conjunto constituem o **modelo de gás ideal.**

Em situações nas quais a substância pura seja a água na região de vapor superaquecido, a Figura 2.7 ilustra o erro em se admitir o vapor d'água como gás ideal e é muito útil para análise de processos ou ciclos, indicando que na região sombreada pode-se admitir o vapor d'água como um gás ideal, para um erro menor que 1%.

Figura 2.7 | Diagrama $T - \upsilon$ para a água



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 51).

Exemplificando

Uma panela com água líquida é colocada para ferver numa residência ao nível do mar, onde a pressão barométrica é de 101,3 kPa e a temperatura de saturação de 100 °C. Consultando as tabelas de vapor, o volume específico do vapor é exibido como $\upsilon_v = 1{,}673\ m^3\ /\ kg$. Admitindo o vapor d'água como gás ideal nessas condições e sabendo que a sua constante $R = 0{,}4615\ kJ/kg \cdot K$, qual é o erro cometido nessa suposição?

Solução:

Admitindo como gás ideal, a equação é expressa por:

$$p\upsilon = RT \quad \rightarrow \quad \upsilon = \frac{RT}{p}$$

Os dados fornecidos são:

$$p = 101{,}3\ kPa$$
$$T = 100 + 273{,}15 = 373{,}15\ K$$
$$R = 0{,}4615\ kJ/kg \cdot K$$

Assim,

$$\upsilon = \frac{RT}{p} = \frac{0,4615 \cdot 373,15}{101,3} = 1,700$$

Calculando o erro:

$$Erro = \frac{\upsilon - \upsilon_v}{\upsilon_v} = \frac{1,700 - 1,673}{1,673} = 0,0161 \text{ ou } 1,61\%$$

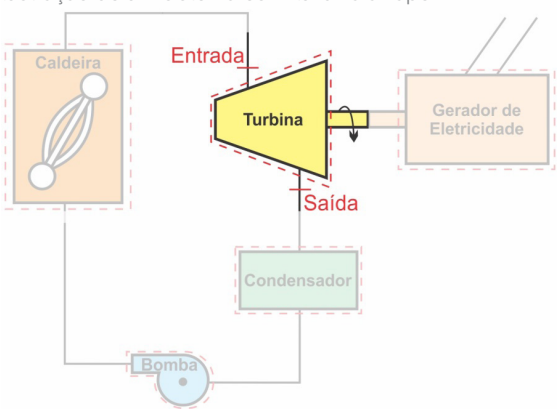
Concluindo: admitir o vapor d'água como gás ideal para pressão barométrica de 101,3 kPa e temperatura de 100 °C incorre em um erro de 1,61%.

Sem medo de errar

Relembrando: você trabalha como engenheiro trainee em um escritório de consultoria e está na equipe de desenvolvimento de um projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana-de-açúcar, com o intuito de aumentar a eficiência energética em comparação com o ciclo atualmente utilizado.

Nesta nova etapa, será avaliada a hipótese de gás ideal para o vapor d'água na turbina, mostrada na Figura 2.1.

Figura 2.1 | Ilustração de um sistema com turbina a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Para isso, você foi a campo e obteve as medições de pressão e temperatura na entrada e na saída da turbina em operação. Os valores obtidos foram:

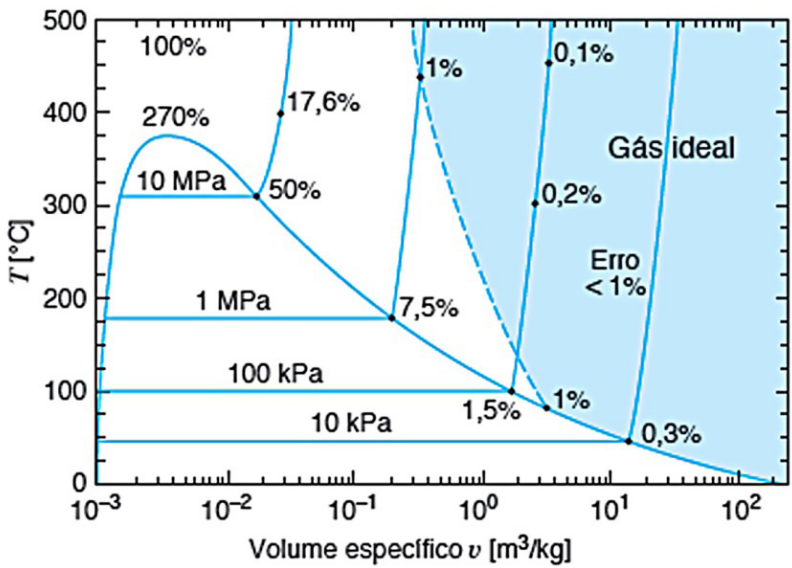
$p_{entrada} = 5\ MPa\ (vapor\ superaquecido)$ $\quad$ $p_{saída} = 30\ kPa\ (vapor\ saturado)$

$T_{entrada} = 450^{o}C$ $\quad$ $T_{saída} = 69{,}1^{o}C$

Para que você possa avaliar a hipótese de admitir o vapor d'água como gás ideal, alguns questionamentos deverão ser solucionados. Na entrada e saída da turbina, como avaliar se o vapor d'água pode ser considerado como sendo um gás ideal? Qual é o erro cometido caso seja feita essa hipótese? Quais são a pressão e a temperatura reduzidas para esses estados? Quais são os fatores de compressibilidades correspondentes?

Para responder a esses questionamentos, vamos recorrer à Figura 2.7, que mostra o diagrama $T - \upsilon$ da água.

Figura 2.7 | Diagrama $T - \upsilon$ para a água



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 51).

Analisando esse diagrama, pode-se notar que, para a saída da turbina, no estado de vapor saturado, admitir gás ideal implica que o erro é menor que 1%. Entretanto, na entrada da turbina, estado de

vapor superaquecido, para as condições apresentadas, o erro deve se situar entre 1% e 17,6%. Assim, admitir gás ideal pode gerar um erro que deverá ser avaliado.

Para estimar o erro, iremos utilizar as tabelas de vapor, de acordo com as Tabelas 2.3 e 2.4 a seguir.

Tabela 2.3 | Tabela de vapor: propriedades da água saturada (líquido-vapor)

Água saturada: tabela em função da pressão												
		Volume específico (m^3/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
Pressão kPa	Temp. °C	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
P	T	v_l	v_v	u_l	u_{lv}	u_v	h_l	h_{lv}	h_v	s_l	s_{lv}	s_v
20	60,06	0,001017	7,64937	251,35	2205,36	2456,71	251,38	2358,33	2609,70	0,8319	7,0766	7,9085
25	64,97	0,001020	6,20424	271,88	2191,21	2463,08	271,90	2346,29	2618,19	0,8930	6,9383	7,8313
30	69,10	0,001022	5,22918	289,18	2179,22	2468,40	289,21	2336,07	2625,28	0,9439	6,8247	7,7686

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 578).

Tabela 2.4 | Tabela de vapor: propriedades do vapor d'água superaquecido

Vapor d'água superaquecido												
T	*v* (m^3/kg)	*u* (kJ/kg)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kg K)	*v* (m^3/kg)	*u* (kJ/kg)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kg K)	*v* (m^3/kg)	*u* (kJ/kg)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kg K)
	P = 5000 kPa (263,99)				*P* = 6000 kPa (275,64)				*P* = 8000 kPa (295,06)			
Sat.	0,03944	2597,12	2794,33	5,9733	0,03244	2589,69	2784,33	5,8891	0,02352	2569,79	2757,94	5,7431
300	0,04532	2697,94	2924,53	6,2083	0,03616	2667,22	2884,19	6,0673	0,02426	2590,93	2784,98	5,7905
350	0,05194	2808,67	3068,39	6,4492	0,04223	2789,61	3042,97	6,3334	0,02995	2747,67	2987,30	6,1300
400	0,05781	2906,58	3195,64	6,6458	0,04739	2892,81	3177,17	6,5407	0,03432	2863,75	3138,28	6,3633
450	0,06330	2999,64	3316,15	6,8185	0,05214	2988,90	3301,76	6,7192	0,03817	2966,66	3271,99	6,5550
500	0,06857	3090,92	3433,76	6,9758	0,05665	3082,20	3422,12	6,8802	0,04175	3064,30	3398,27	6,7239

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 582).

A partir das tabelas, obtivemos os valores $\hat{\upsilon}_e = 0{,}06330\ m^3/kg$ e $\hat{\upsilon}_s = 5{,}22918\ m^3/kg$.

Fazendo os cálculos, a partir da hipótese de gás ideal, ou seja,

$$p\upsilon = RT \quad \rightarrow \quad \upsilon = \frac{RT}{p}$$, tem-se:

Entrada da turbina:

$$\begin{bmatrix} p_e = 5\ MPa = 5.000\ kPa \\ T_e = 450 + 273{,}15 = 723{,}15\ K \\ R = 0{,}4615\ kJ/kg \cdot K \end{bmatrix} \quad \upsilon_e = \frac{RT_e}{p_e} = \frac{0{,}4615 \cdot 723{,}15}{5.000} = 0{,}06675\ m^3/kg$$

Saída da turbina:

$$\begin{bmatrix} p_s = 30\ kPa \\ T_s = 69,1 + 273,15 = 342,25\ K \\ R = 0,4615\ kJ/kg \cdot K \end{bmatrix} \quad \upsilon_s = \frac{RT_s}{p_s} = \frac{0,4615 \cdot 342,25}{30} = 5,26495\ m^3/kg$$

$$Erro_e = \frac{\upsilon_e - \hat{\upsilon}_e}{\hat{\upsilon}_e} = \frac{0,06675 - 0,06330}{0,06330} = 0,0545 \text{ ou } 5,45\%$$

$$Erro_s = \frac{\upsilon_s - \hat{\upsilon}_s}{\hat{\upsilon}_s} = \frac{5,26495 - 5,22918}{5,22918} = 0,0068 \text{ ou } 0,68\%$$

Assim, os erros em se admitir o vapor d'água como gás ideal para a entrada e saída da turbina são 5,45% e 0,68% respectivamente, como já era previsto.

Para o cálculo da pressão e da temperatura reduzidas, a Tabela 2.5 mostrada a seguir expressa a pressão crítica $p_c = 22,09\ MPa = 22.090\ kPa$ e a temperatura crítica $T_c = 374,14^oC = 647,29\ K$ para a água.

Tabela 2.5 | Pontos críticos de algumas substâncias

	Temperatura Crítica [ºC]	Pressão Crítica [MPa]	Volume Específico Crítico [m³/Kg]
Água	374,14	22,09	0,003155
Dióxido de Carbono	31,05	7,39	0,002143
Oxigênio	-118,35	5,08	0,002438
Hidrogênio	-239,89	1,30	0,032192

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 40).

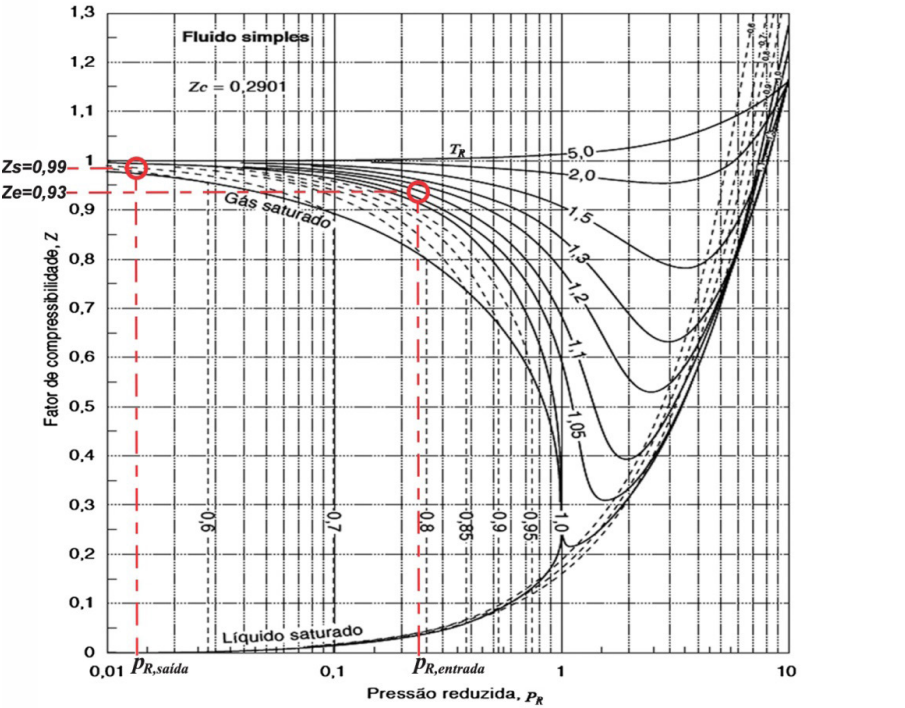
Os valores reduzidos de pressão e temperatura são:

$$p_{R,entrada} = \frac{p_{entrada}}{p_c} = \frac{5.000}{22.090} = 0,2263 \qquad p_{R,saída} = \frac{p_{saída}}{p_c} = \frac{30}{22.090} = 0,0014$$

$$T_{R,entrada} = \frac{T_{entrada}}{T_c} = \frac{723,15}{647,29} = 1,1172 \qquad T_{R,saída} = \frac{T_{saída}}{T_c} = \frac{69,1}{647,29} = 0,1067$$

Com esses valores reduzidos de pressão e temperatura, consultando o diagrama de compressibilidade generalizado, ilustrado na Figura 2.8 a seguir, obtém-se $Z_{entrada} = 0,93$ e $Z_{saída} = 0,99$.

Figura 2.8 | Diagrama de compressibilidade generalizado



Fonte: adaptada de Van Wylen; Sonntag; Borgnakke (2003, p. 563).

Assim, admitir o vapor d'água como gás ideal é uma boa hipótese nas condições de saída, porém, na entrada, o erro de se utilizar essa hipótese é de aproximadamente 5,5%, ou seja, a hipótese não é válida, pois o erro é muito maior que 1%. Esse fato também pode ser analisado através do fator de compressibilidade Z, ilustrado na Figura 2.8.

Avançando na prática

Determinação da massa de ar em reservatórios

Descrição da situação-problema

Você é um engenheiro projetista de uma empresa que atua no ramo de compressores e acessórios. Um novo modelo de

compressor está sendo desenvolvido, e você necessita fazer as especificações técnicas para uma pressão nominal de 1,6 MPa e temperatura ambiente de T = 30 °C.

O reservatório tem 2 m^3 de volume, e você precisa determinar a massa total do reservatório, incluindo a massa de ar. Nesse sentido, você resolve aplicar a equação de estado para gases ideais para determinar essa massa. Consultando as propriedades do ar, a pressão crítica é de p_c = 3,77 Mpa, a temperatura crítica é de T_c = 133 k e a constante do ar é $R = 0,287\ kJ/kg \cdot K$.

Antes de prosseguir, seu assistente questiona você se é uma boa hipótese considerar o ar como gás ideal nessas condições operacionais. Caso seja possível, qual é a massa de ar nessas condições?

Resolução da situação-problema

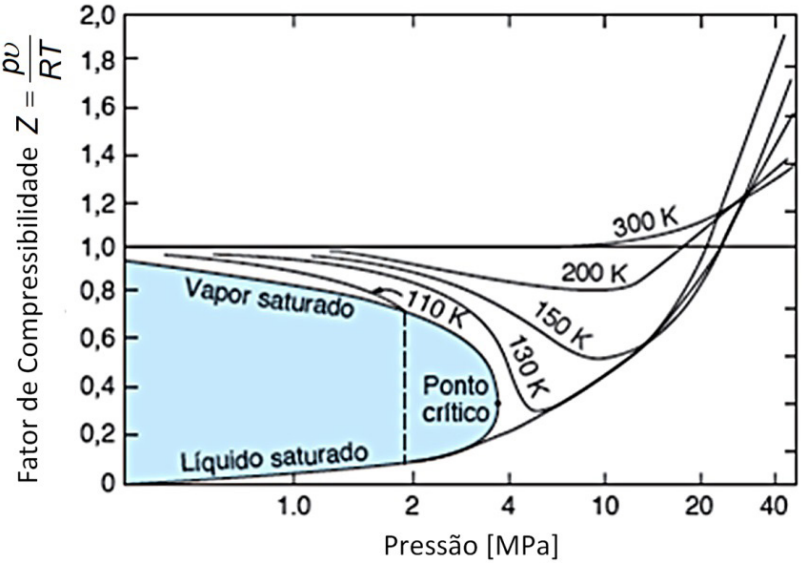
Para analisar a hipótese de gás ideal, vamos determinar a pressão e a temperatura reduzidas:

$$p_R = \frac{p}{p_c} = \frac{1,6}{3,77} = 0,42$$

$$T_R = \frac{T}{T_c} = \frac{(30 + 273,15)}{133} = 2,28$$

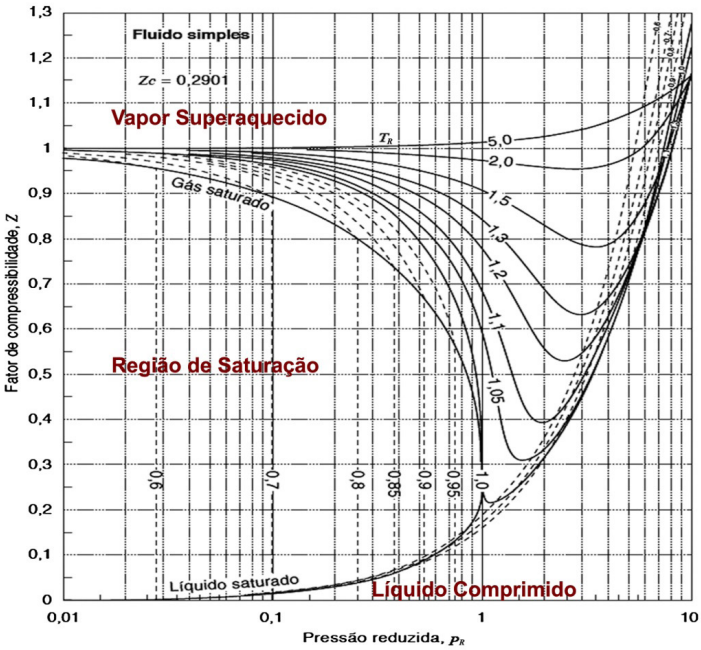
Tendo em mente que, embora p_R não seja muito baixo, o valor de T_R é maior que 2. De posse desses valores e consultando o diagrama de compressibilidade para o nitrogênio, ilustrado na Figura 2.4, e o diagrama de compressibilidade generalizado mostrado na Figura 2.6, reproduzidos a seguir, observa-se que o fator de compressibilidade nessas condições é bem próximo de 1, concluindo-se que a **hipótese de gás ideal é válida.**

Figura 2.4 | Fator de compressibilidade para o nitrogênio



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 51).

Figura 2.6 | Diagrama de compressibilidade generalizado: fluido de Lee-Kesler



Fonte: adaptada de Van Wylen; Sonntag; Borgnakke (2003, p. 563).

Assim, a equação de estado para gases ideais para determinar a massa de ar é:

$$pV = mRT$$

Ou seja, temos que a massa de ar é:

$$m = \frac{pV}{RT} = \frac{1.600 \cdot 2}{0,287 \cdot (30 + 273,15)} = 36,8\ kg$$

Assim, temos que considerar o ar como gás ideal para essas condições é uma boa hipótese, e a massa de ar, calculada a partir da equação de estado para gases ideais, é de 36,8 kg.

Faça valer a pena

1. O fator de compressibilidade é uma razão entre os volumes específicos _____ e _____ de um gás e expressa o desvio em relação ao modelo de gás ideal, para o qual o fator de compressibilidade é _____ a um. Pelo princípio dos estados correspondentes, o fator de compressibilidade Z é aproximadamente o mesmo para todos os gases para as mesmas temperatura _____ e pressão _____.

Qual alternativa traz, na ordem correta, as palavras que completam o texto apresentado?

a) real, ideal, igual, reduzida, reduzida.
b) real, ideal, igual, crítica, crítica.
c) ideal, real, igual, reduzida, reduzida.
d) real, ideal, maior, crítica, crítica.
e) ideal, real, menor, reduzida, reduzida.

2. Uma sala de aula tem 10 m de comprimento, 6 m de largura e pé direito de 3 m. A sala é climatizada, a temperatura média interna é de 23 °C e está localizada numa cidade em que os dados meteorológicos indicam uma pressão barométrica de 93.871 Pa.

Baseado nas informações dadas e admitindo o ar como gás ideal, com $R = 0,287\ kJ/kg \cdot K$, qual é a massa de ar presente na sala de aula?

a) $0,1988\ kg$.
b) $1,988\ kg$.
c) $19,88\ kg$.
d) $198,8\ kg$.
e) $1.988\ kg$.

3. Temos que todo o gás cuja equação de estado seja dada exatamente por $p\upsilon = RT$ é um gás ideal, ou seja, o fator de compressibilidade Z aproxima-se da unidade, e a sua energia interna u e entalpia h são dependentes apenas da temperatura, ou seja, $u = u(T)$ e $h=h(T)=u(T)+RT$.

Baseado no texto apresentado, analise as afirmações a seguir e assinale V para o item verdadeiro, ou seja, se a afirmação é correta em relação ao modelo de gás ideal, e F para o item falso, que indica que essa afirmação não é correta em relação ao modelo de gás ideal.

( ) Para avaliar o fator de compressibilidade Z, deve ser considerada somente a pressão crítica do gás.

( ) O ar pode ser considerado como sendo um gás ideal para pressões reduzidas muito menores que a unidade e/ou temperaturas reduzidas maiores que 2,0.

( ) A pressão de um determinado gás não influencia a análise do modelo de gás ideal.

( ) Para um gás ideal, o valor numérico do volume específico real se aproxima do previsto para o volume específico calculado a partir da equação de estado para gás ideal.

a) F – F – V – V.
b) F – V – F – V.
c) V – V – F – F.
d) V – F – V – F.
e) F – V – F – F.

Seção 2.2

Avaliação de propriedades e aplicação do modelo de gás ideal

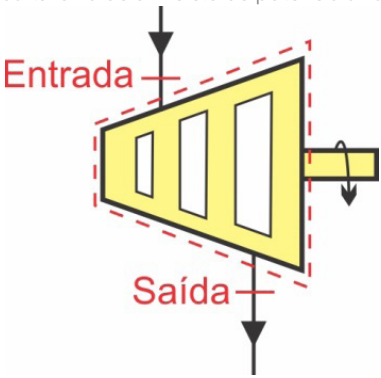
Diálogo aberto

Caro aluno, o nosso cotidiano está repleto de situações que envolvem gases. O ar que respiramos, o vapor d'água proveniente de uma panela no fogo, o gás hélio presente em uma bexiga e em objetos infláveis, os propelentes que saem dos desodorantes aerossóis, o ar comprimido que abre as portas dos ônibus, por exemplo. Inúmeros outros exemplos são encontrados frequentemente nas indústrias, como as linhas de ar comprimido industriais, as linhas de vapor em processos e nas centrais de geração de eletricidade, o envaze de GLP, o processamento industrial de gases especiais, como argônio, hidrogênio, acetileno, e a utilização desses, por exemplo, nos processos de soldagem, a utilização de O2 em hospitais, a rede de distribuição de gás natural. Nesta seção, iremos analisar como avaliar a energia interna e a entalpia específicas, bem como os calores específicos de gases ideais.

Lembre-se de que você trabalha em um escritório de consultoria de engenharia e participa do projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana-de-açúcar para a empresa Bio Energy S. A., com o intuito de aumentar a eficiência energética em comparação com o ciclo atualmente utilizado.

Você integra a equipe que está fazendo esse novo projeto, na função de engenheiro trainee e agora precisa fazer uma análise do balanço de energia na turbina a vapor utilizada nesse sistema, ilustrada na Figura 2.9.

Figura 2.9 | Ilustração da turbina de um ciclo de potência a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Você, como um engenheiro persistente na solução de problemas e a fim de analisar as condições atuais dos equipamentos, foi a campo e obteve os valores das pressões e temperaturas na entrada e saída da turbina:

$$p_{entrada} = 5\ MPa \qquad p_{saída} = 0{,}3\ kPa$$
$$T_{entrada} = 450\ ^{o}C \qquad T_{saída} = 69{,}1\ ^{o}C$$

O objetivo principal do projeto que você e a equipe estão desenvolvendo é para que o aproveitamento energético do ciclo termodinâmico seja mais eficiente. Nesse sentido, com os valores obtidos, é possível avaliar a entalpia e a energia interna específicas do sistema? Como essas energias são afetadas pela temperatura e pela pressão? Como determinar os valores dos calores específicos? Como equacionar adequadamente essas variáveis?

Nesta seção, você conhecerá e compreenderá como aplicar o modelo de gás ideal para determinar a entalpia e a energia interna específicas do sistema, bem como relacioná-las com os calores específicos. Compreenderá também como avaliar essas propriedades a partir dos valores da pressão e da temperatura.

Está preparado para mais esse desafio? Bons estudos!

Não pode faltar

Energia interna, entalpia e calores específicos de gases ideais

Você conheceu que a energia interna U é a energia que um sistema possui, descontados os efeitos das energias cinética e potencial, e que a entalpia H é definida pela relação $H = U + pV$, sendo p e V a pressão e o volume do sistema, respectivamente. Em termos específicos, essas duas energias são expressas, em $[J / kg]$, pelas relações $u = U/m$ e $h = H/m$, sendo m a massa do sistema. Você também pôde compreender que os calores específicos a volume e pressão constantes são obtidos pelas expressões:

$$C_\upsilon = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_\upsilon$$

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

Você analisou e compreendeu que, quando o fator de compressibilidade Z tende a 1, a equação de estado de gás ideal é dada por $p\upsilon = RT$, e que a sua energia interna u e entalpia h são dependentes apenas da temperatura, ou seja, $u = u(T)$ e $h=h(T)=u(T)+RT$.

A Tabela 2.6 mostra a variação da energia interna específica u em função da pressão e temperatura do vapor d'água, ilustrando a dependência de u praticamente como função da temperatura.

Tabela 2.6 | Energia interna específica para o vapor d'água [kJ / kg]

$T[^oC]$	$p[kPa]$			
	10	100	500	1.000
200	2.661,3	2.658,1	2.642,9	2.621,9
700	3.479,6	3.479,2	3.477,5	3.475,4
1.200	4.467,9	4.467,7	4.466,8	4.465,6

Fonte: Van Wylen; Sonntag; Borgnakke (2003, p. 114).

Vamos agora conhecer como relacionar esses conceitos para gases ideais. Assim, a partir das definições de C_υ e C_p, e lembrando que os termos são dependentes apenas da temperatura, a derivada se torna ordinária, por ter apenas uma variável independente (T).

$$du(T) = C_\upsilon(T)\, dT \quad \rightarrow \quad \int_{T_1}^{T_2} du(T) = \int_{T_1}^{T_2} C_\upsilon(T)\, dT$$

$$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} C_\upsilon(T)\, dT$$

e

$$dh(T) = C_p(T)\, dT \quad \rightarrow \quad \int_{T_1}^{T_2} dh(T) = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T)\, dT$$

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T)\, dT$$

Como $h=h(T)=u(T)+RT$, temos que:

$$\frac{dh(T)}{dT} = \frac{du(T)}{dT} + \frac{d}{dT}(RT) = \frac{du(T)}{dT} + R$$

$$C_p = C_\upsilon + R$$

Lembrando que, como os calores específicos C_p e C_υ são funções dependentes da temperatura, a razão entre esses calores específicos k, dada por $k = C_p / C_\upsilon$, também será.

Assim, os calores específicos C_p e C_υ para gases ideais podem ser escritos como:

$$C_p = \frac{k \cdot R}{k - 1}$$

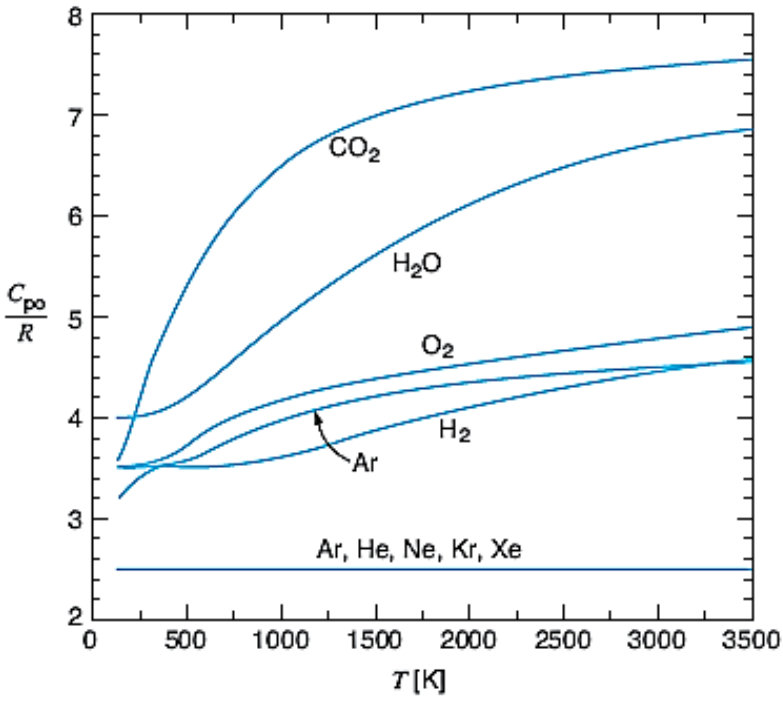
$$C_\upsilon = \frac{R}{k - 1}$$

Da expressão para C_p, dividindo pela constante do gás R, temos que:

$$\frac{C_p}{R} = \frac{\bar{C}_p}{\bar{R}} = \frac{k}{k-1}$$

A Figura 2.10 expressa graficamente a relação C_p/R em função da temperatura, em que o subíndice $"o"$ reforça que essa análise é válida utilizando o modelo de gás ideal.

Figura 2.10 | Variação de C_p/R em função da temperatura: modelo de gás ideal



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 110).

Temos que C_p/R também pode ser expresso analiticamente em função da temperatura, em base molar, como sendo:

$$\frac{\bar{C}_p}{\bar{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$$

No qual os valores de $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon$ são apresentados na Tabela 2.7. Para gases monoatômicos (Ar, He, Ne, Kr, Xe), temos que $\bar{C}_p / \bar{R} = 5 / 2$.

Tabela 2.7 | Valores de $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon$ para a equação de $\bar{C}_p / \bar{R}$

$$\frac{\bar{C}_p}{\bar{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$$

T está em K, equações válidas entre 300 e 1000 K

Gás	α	$\beta \times 10^3$	$\gamma \times 10^6$	$\delta \times 10^9$	$\varepsilon \times 10^{12}$
CO	3,710	-1,619	3,692	-2,032	0,240
CO_2	2,401	8,735	-6,607	2,002	0
H_2	3,057	2,677	-5,810	5,521	-1,812
H_2O	4,070	-1,108	4,152	-2,964	0,807
O_2	3,626	-1,878	7,055	-6,764	2,156
N_2	3,675	-1,208	2,324	-0,632	-0,226
Ar	3,653	-1,337	3,294	-1,913	0,2763
SO_2	3,267	5,324	0,684	-5,281	2,559
cH_4	3,826	-3,979	24,558	-22,733	6,963
c_2h_2	1,410	19,057	-24,501	16,391	-4,135
C_2H_4	1,426	11,383	7,989	-16,254	6,749
Gases monoatômicos[a]	2,5	0	0	0	0

Fonte: Moran et al. (2013, p. 794).

Exemplificando

Numa sala de aula, a temperatura do ar é de 30 ° C. Avalie o calor específico a pressão constante utilizando a expressão $\frac{\bar{C}_p}{\bar{R}} = \frac{C_p}{R} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$ para o cálculo de C_p, admitindo o ar como gás ideal. Dados: $R_{ar} = 0,287\ kJ/kg \cdot K$.

Resolução:

Como $\frac{\bar{C}_p}{\bar{R}} = \frac{C_p}{R} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$, consultando a Tabela 2.7, obtemos:

$$\alpha = 3{,}653, \beta = -1{,}337 \cdot 10^{-3}, \gamma = 3{,}294 \cdot 10^{-6}, \delta = -1{,}913 \cdot 10^{-9}, \varepsilon = 0{,}2763 \cdot 10^{-12}$$

Substituindo na equação acima, temos que:

$$\frac{C_p}{0{,}287} = 3{,}653 - 1{,}337 \cdot 10^{-3} \cdot 303{,}15 + 3{,}294 \cdot 10^{-6} \cdot 303{,}15^2 - 1{,}913 \cdot 10^{-9} \cdot 303{,}15^3 + 0{,}2763 \cdot 10^{-12} \cdot 303{,}15^4$$

$$\frac{C_p}{0{,}287} = 3{,}653 - 0{,}405 + 0{,}303 - 0{,}053 + 0{,}002$$

$$C_p = 0{,}287 \cdot 3{,}5$$

Portanto,

$$C_p = 1{,}004 \ kJ/kg \cdot K$$

Concluindo, o valor do calor específico do ar a pressão constante, para a temperatura de 30 °C, admitido como gás ideal, é $1{,}004 \ kJ/kg \cdot K$.

Aplicação do balanço de energia utilizando tabelas de gás ideal

A fim de conhecer os conceitos relacionados ao balanço de energia num sistema, iremos recapitular os conceitos de **trabalho** e **calor**, vistos em *Física geral e experimental: energia e em fenômenos de transporte*.

Assimile

Trabalho e **calor** são formas de transferência de energia que ocorrem única e exclusivamente na fronteira de um sistema. Assim, um sistema não armazena calor ou trabalho, e sim energia. Em sistema fechados,

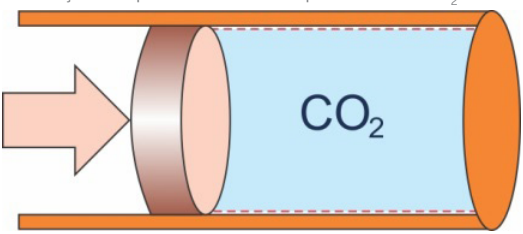
essa energia é traduzida na variação das energias interna, cinética e potencial gravitacional, juntas ou em uma delas.

A fim de exemplificar a interação entre calor, trabalho e energia, vamos fazer um balanço de energia em um sistema fechado.

Exemplificando

Um tanque, contendo 50 kg de CO_2, que está inicialmente a uma temperatura de 27 ° C e pressão de 100 kPa, é comprimido até que a pressão atinja 1 MPa, apresentando uma temperatura de 177 °C, conforme ilustra a Figura 2.11. Durante o processo, são transferidos 900 kJ de calor para a vizinhança. Considerando o modelo de gás ideal, calcule o trabalho realizado durante o processo.

Figura 2.11 | Ilustração do processo de compressão do CO_2



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução:

Para esse sistema fechado, fazendo um balanço de energia, onde calor e trabalho são fenômenos de fronteira e as energias do sistema são energia cinética, energia potencial gravitacional e energia interna, temos:

$$\Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U = Q - W$$

Onde ΔE_c e ΔE_p são as variações de energias cinética e potencial, que serão consideradas nesse exemplo como desprezíveis. Assim:

$$\Delta U = Q - W \rightarrow W = Q - \Delta U \rightarrow W = Q - m(u_2 - u_1)$$

Considerando o CO_2 como gás ideal e utilizando os dados da Tabela 2.4, para $T_1 = 300\ K$, $u_1 = 157{,}70\ kJ/kg$ e $T_2 = 450\ K$, $u_2 = 266{,}69\ kJ/kg$:

$$W = -900 - 50(266,69 - 157,70)$$

Portanto:

$$W = -6.349,50\ kJ$$

O valor negativo indica que o trabalho é realizado sobre o sistema e tem o valor de $6.349,50\ kJ$.

Agora, vamos fazer um balanço de energia utilizando as tabelas de gás ideal. Como vimos no início desta seção, as variações de energia interna e entalpia específicas podem ser obtidas pela integração das equações:

$$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} C_{v_0}(T)\, dT$$

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} C_{p_0}(T)\, dT$$

Ou, adotando-se uma temperatura de referência, a variação de entalpia é obtida por:

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_{ref}}^{T_2} C_{p_0}(T)\, dT + h(T_{ref})$$

A energia interna é obtida por $u(T) = h(T) - RT$

Por exemplo, admitindo a temperatura de referência como sendo $T_{ref} = 0\ K$ e considerando os valores $u = 0$ e $h = 0$ para essa temperatura, a Tabela 2.8 ilustra os valores de u e h para o ar, dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O), como gás ideal.

Tabela 2.8 | Valores de u e h para o ar, dióxido de carbono e água, como gás ideal

Ar		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
298,15	213,04	298,62
300	214,36	300,47
320	228,73	320,58
340	243,11	340,70
360	257,53	360,86
380	271,99	381,06
400	286,49	401,30
420	301,04	421,59
440	315,64	441,94
460	330,31	462,34
480	345,04	482,81
500	359,84	503,36
520	374,73	523,98
540	389,69	544,69
560	404,74	565,47

Dióxido de Carbono(CO_2)		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
200	97,49	135,28
250	126,21	173,44
300	157,70	214,38
350	191,78	257,90
400	228,19	303,76
450	266,69	351,70
500	307,06	401,52
550	349,12	453,03
600	392,72	506,07
650	437,71	560,51
700	483,97	616,22
750	531,40	673,09
800	579,89	731,02
850	629,35	789,93
900	676,69	849,72

Água(H_2O)		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
200	276,38	368,69
250	345,98	461,36
300	415,87	554,32
350	486,37	647,90
400	557,79	742,40
450	630,40	838,09
500	704,36	935,12
550	779,79	1033,63
600	856,75	1133,67
650	935,31	1235,30
700	1015,49	1338,56
750	1097,35	1443,49
800	1180,90	1550,13
850	1266,19	1658,49
900	1353,23	1768,60

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 564 e 566).

Pesquise mais

Amplie os seus conhecimentos sobre trabalho e calor. Acesse o material intitulado *Calor e trabalho*, disponível em <http://www2.eesc.usp.br/netef/Oscar/Aula7t.pdf> (acesso em: 20 jul. 2018) e veja as interações entre trabalho, calor e as energias.

Utilização de calores específicos constantes

Em situações nas quais a variação de temperatura é pequena, os calores específicos podem ser admitidos como constantes para gases ideais. Em geral, variações na ordem de 100 °C implicam numa variação da ordem de 2% para os valores dos volumes específicos. Sendo assim, os valores de C_υ e C_p podem ser entendidos como valores médios:

$$C_\upsilon = \frac{\int_{T_1}^{T_2} C_\upsilon dT}{T_2 - T_1}$$

$$C_p = \frac{\int_{T_1}^{T_2} C_p dT}{T_2 - T_1}$$

E as variações de energia interna e entalpia podem ser calculadas a partir desses valores médios:

$$u(T_2) - u(T_1) = C_v(T_2 - T_1)$$

$$h(T_2) - h(T_1) = C_p(T_2 - T_1)$$

Reflita

Os valores dos calores específicos para gases ideais são tabelados, em geral, para temperaturas de 250 K a 1.000 K, com incrementos de 50 K.

Para avaliar a variação de energia interna e entalpia num processo em que as temperaturas inicial e final de um gás ideal sejam de 125 °C e 380 °C respectivamente, como você estimaria os valores médios de C_v e C_p?

Análise de processos politrópicos

Um processo politrópico é um processo de quase equilíbrio, entre os estados inicial (1) e final (2), descrito pela relação:

$$pV^n = constante = p_1V_1^n = p_2V_2^n \quad \rightarrow \quad p = \frac{constante}{V^n}$$

No qual a constante n é denominada expoente politrópico (ou expoente de politropia).

O trabalho para um processo politrópico é dado por:

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\, dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{constante}{V^n}\, dV = constante \cdot \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V^n} dV = p_1V_1^n \cdot \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V^n} dV = p_2V_2^n \cdot \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V^n} dV$$

A solução da integral é expressa por dois tipos de resultados, dependendo do valor de n:

$$\begin{cases} n \neq 1 \rightarrow W = \dfrac{p_2V_2 - p_1V_1}{1-n} \\ n = 1 \rightarrow W = p_1V_1 ln\dfrac{V_2}{V_1} = p_2V_2 ln\dfrac{V_2}{V_1} \end{cases}$$

Para um gás ideal, temos que a equação de estado é dada por $p\upsilon = RT$ ou $pV = mRT$ .Portanto, tem-se que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(n-1)}$$

Substituindo na equação do trabalho essas relações, resulta em:

$$\begin{cases} n \neq 1 \rightarrow W = \dfrac{mR(T_2 - T_1)}{1-n} \\ n = 1 \rightarrow W = mRT_1 ln\dfrac{V_2}{V_1} = mRT_2 ln\dfrac{V_2}{V_1} \end{cases}$$

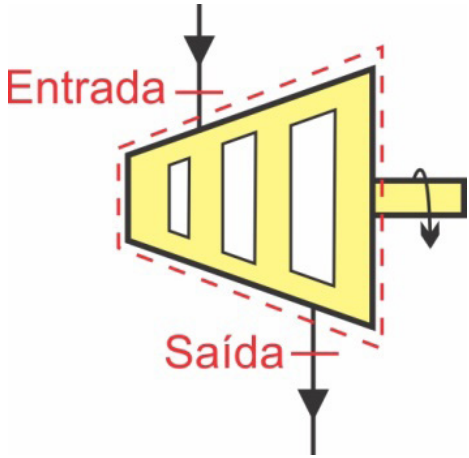
Sem medo de errar

Relembrando: você trabalha como engenheiro trainee em um escritório de consultoria e está na equipe de desenvolvimento de um projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana-de-açúcar, com o intuito de aumentar a eficiência energética, comparado com o ciclo atualmente utilizado.

Continuando a análise dos equipamentos hoje existentes, você obteve os valores da pressão e da temperatura na entrada e na saída da turbina a vapor, conforme ilustra a Figura 2.9, os quais são:

$$p_{entrada} = 5\ MPa \qquad p_{saída} = 0{,}3\ kPa$$
$$T_{entrada} = 450^oC \qquad T_{saída} = 69{,}1^oC$$

Figura 2.9 | Ilustração da turbina de um ciclo de potência a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Com os valores obtidos, é possível avaliar a entalpia e a energia interna específicas do sistema? Como essas energias são afetadas pela temperatura e pela pressão? Como determinar os valores dos calores específicos? Como equacionar adequadamente essas variáveis?

Iniciando a resolução da problematização proposta, temos que, nessas faixas de temperatura, o vapor d'água pode ser admitido como gás ideal; portanto $u = u(T)$ e $h=h(T)=u(T)+RT$. Ou seja, a energia interna e a entalpia na turbina não dependem da pressão.

Como, para gases ideais, a energia interna e a entalpia dependem apenas da temperatura, é possível avaliar o calor específico a partir da equação:

$$\frac{\bar{C}_p}{\bar{R}} = \frac{C_p}{R} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$$

Consultando a Tabela 2.7 para a água, temos que:

$$\alpha = 4{,}070, \beta = -1{,}108 \cdot 10^{-3}, \gamma = 4{,}152 \cdot 10^{-6}, \delta = -2{,}964 \cdot 10^{-9}, \varepsilon = 0{,}807 \cdot 10^{-12}$$

Tabela 2.7 | Valores de $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon$ para a equação de $\bar{C}_p / \bar{R}$

$$\frac{\bar{C}_p}{\bar{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$$

T está em K, equações válidas entre 300 e 1000 K

Gás	α	$\beta \times 10^3$	$\gamma \times 10^6$	$\delta \times 10^9$	$\varepsilon \times 10^{12}$
CO	3,710	-1,619	3,692	-2,032	0,240
CO_2	2,401	8,735	-6,607	2,002	0
H_2	3,057	2,677	-5,810	5,521	-1,812
H_2O	4,070	-1,108	4,152	-2,964	0,807
O_2	3,626	-1,878	7,055	-6,764	2,156
N_2	3,675	-1,208	2,324	-0,632	-0,226
Ar	3,653	-1,337	3,294	-1,913	0,2763
SO_2	3,267	5,324	0,684	-5,281	2,559
cH_4	3,826	-3,979	24,558	-22,733	6,963
c_2h_2	1,410	19,057	-24,501	16,391	-4,135
C_2H_4	1,426	11,383	7,989	-16,254	6,749
Gases monoatômicos[a]	2,5	0	0	0	0

Fonte: Moran et al. (2013, p. 794).

Assim, como na turbina $T_{entrada} = 550^o C = 823,15\ K$ e $T_{saída} = 69,1^o C = 342,25\ K$, e para a água, $R = 0,4615\ kJ/kg \cdot K$, temos:

Entrada da turbina:

$$\frac{C_p}{0,4615} = 4,070 - 1,108 \cdot 10^{-3} \cdot 823,15 + 4,152 \cdot 10^{-6} \cdot 823,15^2 - 2,964 \cdot 10^{-9} \cdot 823,15^3 + 0,807 \cdot 10^{-12} \cdot 823,15^4$$

$$\boxed{C_p = 2,1638\ kJ/kg \cdot K}$$

$$C_\upsilon = C_p - R = 2,1638 - 0,4615$$

$$\boxed{C_\upsilon = 1,7023\ kJ/kg \cdot K}$$

Saída da turbina:

$$\frac{C_p}{0,4615} = 4,070 - 1,108 \cdot 10^{-3} \cdot 342,25 + 4,152 \cdot 10^{-6} \cdot 342,25^2 - 2,964 \cdot 10^{-9} \cdot 342,25^3 + 0,807 \cdot 10^{-12} \cdot 342,25^4$$

$$\boxed{C_p = 1,8780 \ kJ/kg \cdot K}$$

$$C_\upsilon = C_p - R = 1,8780 - 0,4615$$

$$\boxed{C_\upsilon = 1,4165 \ kJ/kg \cdot K}$$

A variação de energia interna e da entalpia na turbina pode ser avaliada de dois modos:

1-) Pela consulta aos valores tabelados para a água (Tabela 2.8), interpolando para a temperatura desejada:

Tabela 2.8 | Valores de u e h para o ar, dióxido de carbono e água, como gás ideal

Ar		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
298,15	213,04	298,62
300	214,36	300,47
320	228,73	320,58
340	243,11	340,70
360	257,53	360,86
380	271,99	381,06
400	286,49	401,30
420	301,04	421,59
440	315,64	441,94
460	330,31	462,34
480	345,04	482,81
500	359,84	503,36
520	374,73	523,98
540	389,69	544,69
560	404,74	565,47

Dióxido de Carbono(CO_2)		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
200	97,49	135,28
250	126,21	173,44
300	157,70	214,38
350	191,78	257,90
400	228,19	303,76
450	266,69	351,70
500	307,06	401,52
550	349,12	453,03
600	392,72	506,07
650	437,71	560,51
700	483,97	616,22
750	531,40	673,09
800	579,89	731,02
850	629,35	789,93
900	676,69	849,72

Água(H_2O)		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
200	276,38	368,69
250	345,98	461,36
300	415,87	554,32
350	486,37	647,90
400	557,79	742,40
450	630,40	838,09
500	704,36	935,12
550	779,79	1033,63
600	856,75	1133,67
650	935,31	1235,30
700	1015,49	1338,56
750	1097,35	1443,49
800	1180,90	1550,13
850	1266,19	1658,49
900	1353,23	1768,60

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 564 e 566).

$$\frac{u_{342,25} - u_{300}}{u_{350} - u_{300}} = \frac{342,25 - 300}{350 - 300} \rightarrow \frac{u_{342,25} - 415,87}{486,37 - 415,87} = 0,845 \rightarrow u_{342,25} = 475,44 \ kJ/kg$$

$$\frac{h_{342,25} - h_{300}}{h_{350} - h_{300}} = \frac{342,25 - 300}{350 - 300} \rightarrow \frac{h_{342,25} - 554,32}{647,90 - 554,32} = 0,845 \rightarrow h_{342,25} = 633,40 \ kJ/kg$$

Note que, como o vapor d'água foi admitido como gás ideal, temos que $h(T) = u(T) + RT$. Assim, o mesmo resultado para $h_{342,25}$ poderia ser obtido substituindo o valor de $u_{342,25} = 475,44 \ kJ/kg$ e fazendo os cálculos:

$$h(342,25) = 475,44 + 0,4615 \cdot 342,25 = 633,39 \ kJ/kg$$

Da mesma forma, repetindo o procedimento para $T = 823,15 \ K, \ u_{823,15} = 1220,38 \ kJ/kg$ e $h_{823,15} = 1600,30 \ kJ/kg$.

Assim,

$$\Delta u = 1220,38 - 475,44 \rightarrow \boxed{\Delta u = 744,94 \ kJ/kg}$$

$$\Delta h = 1600,30 - 633,40 \rightarrow \boxed{\Delta h = 966,90 \ kJ/kg}$$

2-) Utilizando calores específicos constantes.

De posse dos valores calculados para C_υ e C_p acima, vamos adotar um valor médio para as temperaturas 550 °C e 69,1 °C.

$$C_\upsilon = \frac{1,7023 + 1,4165}{2} = 1,5594 \ kJ/kg \cdot K$$ e

$$C_p = \frac{2,1638 + 1,8780}{2} = 2,0209 \ kJ/kg \cdot K$$

Assim,

$$u(T_2) - u(T_1) = C_\upsilon (T_2 - T_1) \ \rightarrow \ \Delta u = 1,5594(823,15 - 342,25) \rightarrow \boxed{\Delta u = 749,92 \ kJ/kg}$$

$$h(T_2) - h(T_1) = C_p (T_2 - T_1) \ \rightarrow \ \Delta h = 2,0209(823,15 - 342,25) \rightarrow \boxed{\Delta h = 971,85 \ kJ/kg}$$

Relembrando que, como o vapor d'água foi admitido com gás ideal nesta problematização, a energia interna e a entalpia na turbina não dependem da pressão, sendo função apenas da temperatura.

A partir dos dados obtidos, foi possível avaliar analiticamente os valores dos calores específicos na entrada e na saída da turbina, os quais foram $(C_p)_{entrada} = 2,1638 \ kJ/kg \cdot K$, $(C_\upsilon)_{entrada} = 1,7023 \ kJ/kg \cdot K$, $(C_p)_{saída} = 1,8780 \ kJ/kg \cdot K$ e $(C_\upsilon)_{saída} = 1,4165 \ kJ/kg \cdot K$.

As variações da energia interna e da entalpia foram obtidas de duas maneiras: pela utilização das tabelas de energia interna e entalpia específicas para gases ideais, cujos valores obtidos foram $\Delta u = 744,94 \ kJ/kg$ e $\Delta h = 966,90 \ kJ/kg$, e também utilizando

valores de calores específicos constantes, fazendo uma média dos valores na entrada e na saída da turbina.

Finalizando, temos que a utilização das tabelas de energia interna e entalpia específicas para gases ideais é uma solução mais precisa comparada à utilização dos valores de calores específicos constantes.

Avançando na prática

Condicionamento ambiental térmico

Descrição da situação-problema

Uma sala de convenções construída em uma cidade litorânea, com medidas de $10,0m \times 20,0m \times 3,0m$ (largura x comprimento x pé direito) está a 38 °C e precisará ser utilizada, devido a um imprevisto, no prazo de uma hora. Você, como engenheiro responsável da empresa organizadora de eventos, foi questionado se haverá tempo hábil para condicioná-la a 25 °C, sabendo que a capacidade de retirada de calor dos aparelhos instalados é de 2.000 W. Qual é a sua posição com relação a esse questionamento?

Resolução da situação-problema

Admitindo, com boa precisão, o ar se comportando como gás ideal, e admitindo como hipótese que o ar dentro da sala se comportará como em um sistema fechado, desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional e fazendo um balanço de energia para o ar dentro da sala, a quantidade de calor que deverá ser retirada é igual a:

$$\cancel{\Delta E_c}^{\,0} + \cancel{\Delta E_p}^{\,0} + \Delta U = Q - \cancel{W}^{\,0} \rightarrow Q = \Delta U = m(u_{25°C} - u_{38°C})$$

Vamos calcular inicialmente a massa de ar a partir da equação de estado de gás ideal:

$$pV = m_{ar} R_{ar} T$$

Ou seja,

$$m_{ar} = \frac{pV}{R_{ar}T}$$

Sendo $R_{ar} = 287\ J/Kg \cdot K$, $V = 10x20x3 = 600\ m^3$, $T = 38 + 273{,}15 = 311{,}15\ K$ e, ao nível do mar, $p = 1\ atm = 101.300\ kPa$, temos:

$$m_{ar} = \frac{pV}{R_{ar}T} = \frac{101.300 \cdot 600}{287 \cdot 311{,}15} = 680{,}6\ kg$$

Para as temperaturas de $38ºC = 311{,}15\ K$ e $25ºC = 298{,}15$, consultando a Tabela 2.8 para o ar $u_{25ºC} = 213{,}04\ kJ/kg$, e fazendo uma interpolação para $T = 311{,}15\ K$, obtemos $u_{38ºC} = 222{,}37\ kJ/kg$.

Tabela 2.8 | Valores de u e h para o ar, dióxido de carbono e água, como gás ideal

Ar		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
298,15	213,04	298,62
300	214,36	300,47
320	228,73	320,58
340	243,11	340,70
360	257,53	360,86
380	271,99	381,06
400	286,49	401,30
420	301,04	421,59
440	315,64	441,94
460	330,31	462,34
480	345,04	482,81
500	359,84	503,36
520	374,73	523,98
540	389,69	544,69
560	404,74	565,47

Dióxido de Carbono(CO_2)		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
200	97,49	135,28
250	126,21	173,44
300	157,70	214,38
350	191,78	257,90
400	228,19	303,76
450	266,69	351,70
500	307,06	401,52
550	349,12	453,03
600	392,72	506,07
650	437,71	560,51
700	483,97	616,22
750	531,40	673,09
800	579,89	731,02
850	629,35	789,93
900	676,69	849,72

Água(H_2O)		
T [K]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]
200	276,38	368,69
250	345,98	461,36
300	415,87	554,32
350	486,37	647,90
400	557,79	742,40
450	630,40	838,09
500	704,36	935,12
550	779,79	1033,63
600	856,75	1133,67
650	935,31	1235,30
700	1015,49	1338,56
750	1097,35	1443,49
800	1180,90	1550,13
850	1266,19	1658,49
900	1353,23	1768,60

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 564 e 566).

Assim:

$$Q = m(u_{25ºC} - u_{38ºC}) = 680{,}6(213{,}04 - 222{,}37) = -6.350\ kJ$$

Note que o sinal negativo indica que o calor está saindo do sistema, que é a sala de convenções.

No prazo de 1 hora, que equivale a 3.600 segundos, o fluxo de calor a ser retirado é:

$$\dot{Q} = \frac{Q}{\Delta t} = \frac{6.350}{3.600} = 1{,}764\ kW$$

Portanto, conclui-se que, como a capacidade de retirada de calor é de $2.000\ W = 2\ kW$, haverá tempo hábil para condicionar a sala de convenções.

Faça valer a pena

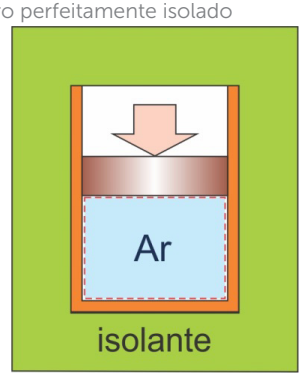
1. Um automóvel se desloca até a cidade de São Paulo, percorrendo uma distância de $200\ km$, num dia típico de verão, em que a temperatura do asfalto está em $45^{o}C$. Durante o percurso, o condutor não faz nenhuma parada, e o tempo total da viagem é de $2,5\ h$.

Em relação à energia interna do ar contido nos pneus, considerando-o como gás ideal, é correto afirmar que:

a) A energia interna irá depender somente da pressão com que o pneu foi calibrado.
b) A energia interna não apresentará variação, independente do estado em que o ar se encontrar.
c) A energia interna aumentará à medida que a temperatura do ar interno do pneu diminuir.
d) A energia interna do ar do pneu aumentará somente se a pressão aumentar.
e) A energia interna aumentará à medida que a temperatura do ar interno do pneu aumentar.

2. Uma configuração pistão-cilindro perfeitamente isolada contém ar em seu interior, conforme ilustra a Figura 2.12. O pistão é acionado, comprimindo-se o ar contido dentro do cilindro, sendo que o pistão é travado nessa posição.

Figura 2.12 | Pistão-cilindro perfeitamente isolado



Fonte: elaborada pelo autor.

Admitindo-se o ar como sendo gás ideal e desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional, considere as afirmações a seguir, julgando-as como verdadeira (V) ou falsa (F).
I- Como o sistema está isolado, o trabalho realizado sobre o gás é nulo.
II- A variação de energia interna específica no processo será positiva.
III- Para calcular a entalpia específica, será necessário saber o valor da pressão ao final do processo, pois seu valor influencia a entalpia específica.
IV- A entalpia específica nos estados inicial e final do processo poderá ser obtida conhecendo-se os valores da energia interna específica e das temperaturas nesses pontos.

Com base na sequência de valores lógicos V e F das afirmações anteriores, marque a alternativa que contém a ordem correta:

a) V – V – V - F.
b) F – V - F - V.
c) V – F – V - F.
d) V – V – F - V.
e) F – V – V - V.

3. Um processo politrópico é um processo de quase equilíbrio, descrito pela relação $pV^n = constante$.
Em relação a um processo politrópico para gases ideais, analise as asserções a seguir e a relação proposta entre elas:
I- Em um processo politrópico para o vapor d'água, considerado como gás ideal e com $n = 1,3$, o trabalho por unidade de massa dependerá apenas das temperaturas inicial e final,

PORQUE

II- Para um gás ideal, além da relação $pV^n = constante$, este deverá também obedecer a equação de estado para gás ideal.

A respeito das asserções apresentadas no texto-base, assinale a alternativa correta:

a) As asserções I e II são proposições verdadeiras, mas a II é uma justificativa da I.
b) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II não é uma justificativa da I.
c) A asserção I é uma proposição verdadeira, e a II é uma proposição falsa.
d) A asserção I é uma proposição falsa, e a II é uma proposição verdadeira.
e) As asserções I e II são proposições falsas.

Seção 2.3

Balanço de energia

Diálogo aberto

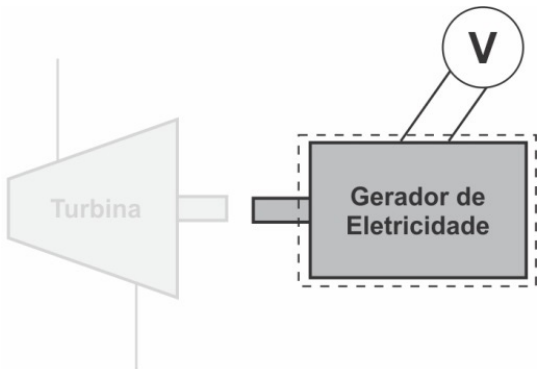
Prezado aluno, o balanço de energia para sistemas fechados e ciclos termodinâmicos pode ser aplicado a diversas situações do nosso dia a dia. Tanto na indústria como nas nossas residências, utilizamos um motor elétrico, seja do aspirador de pó, do secador de cabelos, da máquina de lavar roupas, ou mesmo em situações na indústria, nas quais praticamente a grande maioria das máquinas possui, pelo menos, um motor elétrico. Podemos considerá-lo como um sistema fechado, em que, no início (partida) ou no desligamento do motor, esse passa por um regime transiente, momentos nos quais as condições de funcionamento ainda não se estabilizaram. A partir da estabilização, o regime permanente é atingido.

Para que possamos colocar esses conceitos em prática, vamos relembrar que você trabalha como engenheiro trainee em um escritório de consultoria contratado para prestar serviço a uma empresa do ramo sucroalcooleiro, relativo ao projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana-de-açúcar, com o intuito de aumentar a eficiência energética em comparação com o ciclo atualmente utilizado.

Como integrante da equipe que está fazendo esse novo projeto, você, um engenheiro persistente, precisa identificar as interações de energia que ocorrem na fronteira do gerador de eletricidade, que será considerado como sendo o sistema termodinâmico em análise, fazendo um balanço de energia e identificando as formas de transferência de energia que ocorrem nesse sistema. Essa etapa se faz necessária, pois, como o objetivo principal desse novo projeto é para que o aproveitamento energético do ciclo termodinâmico seja mais eficiente, será necessário identificar se os parâmetros de eficiência energética do gerador são satisfatórios e se este se encontra em condições de ser aproveitado nesse novo projeto. Isso é muito importante, pois a empresa sucroalcooleira pretende participar do novo leilão de energia elétrica por parte da Agência

Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), e o custo da energia é um fator preponderante. A Figura 2.13 ilustra o gerador de eletricidade, considerado como o sistema.

Figura 2.13 | Desenho esquemático do gerador de eletricidade, utilizado como sistema termodinâmico



Fonte: elaborado pelo autor.

Sendo o gerador um sistema termodinâmico, vamos avaliar se este é um sistema fechado ou volume de controle? Como identificar os fluxos de energia através da fronteira desse sistema? Como aplicar um balanço de energia para esse sistema? Qual é a diferença na análise desse balanço de energia para o início de operação e depois que o sistema se estabilizar?

A fim de resolver a problematização proposta, vamos conhecer e compreender como identificar as interações que ocorrem na fronteira de um sistema fechado e aplicar um balanço de energia, em regime transiente e em regime permanente.

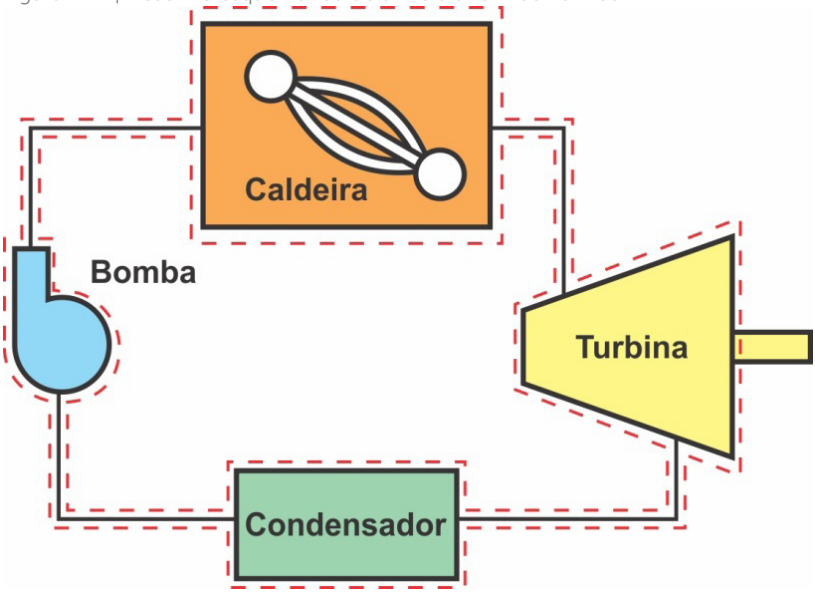
Bons estudos!

Não pode faltar

1ª lei da Termodinâmica

Analisemos inicialmente a **1ª lei da Termodinâmica aplicada a um ciclo.** Para isso, consideremos como ciclo termodinâmico o ilustrado na Figura 2.14.

Figura 2.14 | Desenho esquemático de um ciclo termodinâmico



Fonte: elaborada pelo autor.

Para um ciclo, a 1ª lei da Termodinâmica estabelece que, durante qualquer ciclo percorrido por um sistema, a integral cíclica do calor (Q) é proporcional à integral cíclica do trabalho (W), conforme mostra Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2003, p. 101).

$$\int \delta Q = \int \delta W$$

A integral cíclica do calor $\left(\int \delta Q\right)$ representa o calor líquido do sistema, ou seja, o calor recebido descontado o calor cedido pelo sistema durante o ciclo, e a integral cíclica do trabalho $\left(\int \delta W\right)$ representa o trabalho líquido do sistema, ou seja, o trabalho realizado descontado o trabalho recebido pelo sistema durante o ciclo.

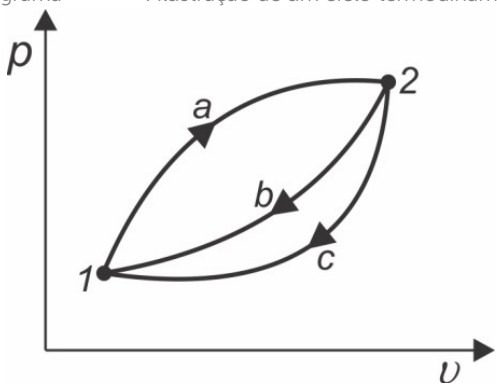
A 1ª lei da Termodinâmica para um ciclo, conforme Moran et al. (2018, p. 57), também pode ser escrita como:

$$Q_{ciclo} = W_{ciclo}$$

Em que Q_{ciclo} e W_{ciclo} são as quantidades líquidas de transferência de energia por calor e trabalho.

Agora, ampliaremos o nosso conhecimento, a partir da aplicação da **1ª lei da Termodinâmica em um processo.** Consideremos duas situações, em que um processo ocorre entre o estado inicial $"1"$ e final $"2"$, percorrido através do caminho $"A"$, e depois retorne ao estado inicial $"1"$ por dois caminhos diferentes $"B"$ e $"C"$, percorrendo assim, nas duas situações, um ciclo termodinâmico, conforme ilustra a Figura 2.15.

Figura 2.15 | Diagrama $P-\upsilon$: ilustração de um ciclo termodinâmico



Fonte: elaborada pelo autor.

Aplicando a 1ª lei da Termodinâmica para ciclos, para os dois caminhos apresentados na Figura 2.15, temos que:

$$(\overline{12}_a \text{ e } \overline{21}_b) \Rightarrow \int \delta Q = \int \delta W \rightarrow \int_1^2 \delta Q_a + \int_2^1 \delta Q_b = \int_1^2 \delta W_a + \int_2^1 \delta W_b \rightarrow \int_2^1 (\delta Q_b - \delta W_b) = \int_1^2 (\delta W_a - \delta Q_a)$$

$$(\overline{12}_a \text{ e } \overline{21}_c) \Rightarrow \int \delta Q = \int \delta W \rightarrow \int_1^2 \delta Q_a + \int_2^1 \delta Q_c = \int_1^2 \delta W_a + \int_2^1 \delta W_c \rightarrow \int_2^1 (\delta Q_c - \delta W_c) = \int_1^2 (\delta W_a - \delta Q_a)$$

Como os termos do lado direito são iguais, concluímos que:

$$(\delta Q_b - \delta W_b) = (\delta Q_c - \delta W_c)$$

Portando, o termo $(\delta Q - \delta W)$ não depende do caminho, sendo uma propriedade do sistema e denominada de energia E. Assim:

$$\delta Q - \delta W = dE$$

$$dE = \delta Q - \delta W$$

$$\int_1^2 dE = \int_1^2 \delta Q - \int_1^2 \delta W$$

$$\boxed{E_2 - E_1 = \Delta E = Q - W}$$

A variação de energia total ΔE do sistema é representada pela variação de energia cinética ΔEC, variação de energia potencial gravitacional ΔEP e variação de energia interna ΔU (que representa todas as outras formas de variações de energia do sistema, descontadas as variações de energias cinética e potencial gravitacional). Temos que ΔEC e ΔEP são dadas por:

$$\Delta EC = \frac{m(v_2^2 - v_1^2)}{2}$$

$$\Delta EP = mg(z_2 - z_1)$$

Em que v é a velocidade, z é a cota vertical, que depende do referencial de coordenadas do sistema, m é a massa e g é a aceleração da gravidade.

Assimile

Para análise e formulação da 1ª lei da Termodinâmica não foram feitas aproximações ou simplificações, sendo, portanto, que esta lei é aplicada em processos reais, pois expressa o princípio da conservação de energia em um sistema.

Hipóteses simplificadoras poderão ser feitas em determinados sistemas, desde que devidamente analisadas e consideradas como sendo insignificantes para a precisão dos resultados desejados.

A 1ª lei da Termodinâmica também pode ser escrita na forma diferencial e em termos de taxa temporal como:

$$\boxed{dU + dEC + dEP = \delta Q - \delta W}$$

$$\frac{dU}{dt}+\frac{dEC}{dt}+\frac{dEP}{dt}=\frac{\delta Q}{dt}-\frac{\delta W}{dt}$$

$$\boxed{\frac{dU}{dt}+\frac{dEC}{dt}+\frac{dEP}{dt}=\dot{Q}-\dot{W}}$$

Você conheceu e compreendeu que a 1ª lei da Termodinâmica representa a lei da conservação de energia para um sistema. Vamos agora aplicá-la a diferentes situações.

Pesquise mais

Conheça um pouco mais dos experimentos de Joule e das pesquisas que culminaram na formulação da primeira lei da Termodinâmica a partir da leitura do artigo:

PASSOS, Júlio César. Os experimentos de Joule e a primeira lei da termodinâmica. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v. 31, n. 3, 3603, 2009. Disponível em: <http://www.sbfisica.org.br/rbef/pdf/313603.pdf>. Acesso em: 20 jul. 2018.

Balanço de energia para sistemas fechados

A 1ª lei da Termodinâmica aplicada a um sistema que percorre um processo é dada por:

$$\Delta U+\Delta EC+\Delta EP=Q-W$$

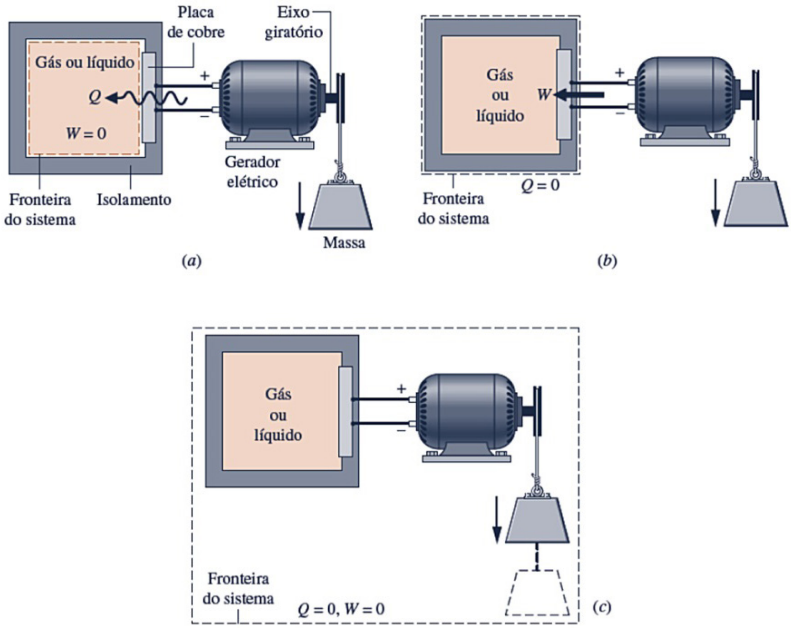
Moran et al. (2018, p.47) interpreta o balanço de energia acima descrito como sendo:

$$\begin{bmatrix}\text{variação da}\\ \text{quantidade de energia}\\ \text{contida no sistema}\\ \text{durante um certo}\\ \text{intervalo de tempo}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\text{quantidade líquida de energia}\\ \text{transferida para dentro através}\\ \text{da fronteira do sistema por}\\ \text{transferência de calor durante}\\ \text{o intervalo de tempo}\end{bmatrix}-\begin{bmatrix}\text{quantidade líquida de energia}\\ \text{transferida para fora através}\\ \text{da fronteira do sistema por}\\ \text{trabalho durante}\\ \text{o intervalo de tempo}\end{bmatrix}$$

É importante compreender que esse balanço de energia está relacionado ao sistema que nós mesmos definimos. Analisemos a Figura 2.16, que retrata uma quantidade de gás ou líquido dentro de um recipiente rígido, isolado da vizinhança, conectado a uma placa de cobre ligada a um gerador elétrico, acionado pelo deslocamento

de um peso. Consideremos um processo, que ocorre entre os instantes 1 e 2, por exemplo.

Figura 2.16 | Desenho esquemático de sistemas termodinâmicos



Fonte: Moran et al. (2018, p. 49).

No sistema ilustrado na Figura 2.16(a), representado pelo líquido ou gás (que chamaremos de fluido), ocorre uma transferência de calor Q, proveniente da placa de cobre aquecida, para dentro do sistema, devido à diferença de temperaturas entre a placa e o fluido, e, por estar isolado, não há calor cedido para a vizinhança. Como trabalho, não cruza a fronteira, e sendo o recipiente rígido, também não há trabalho de expansão do fluido. Aplicando um balanço de energia e desprezando as variações de energia cinética e potencial gravitacional, temos que:

$$\Delta U + \cancel{\Delta EC}^{0} + \cancel{\Delta EP}^{0} = Q - \cancel{W}^{0}$$

$$\Delta U = U_2 - U_1 = Q$$

Ou seja, o calor recebido corresponderá a um aumento na energia interna do fluido.

No sistema ilustrado na Figura 2.16(b), sendo representado pelo conjunto fluido-placa de cobre-recipiente rígido, temos que o calor não cruza a fronteira do sistema, pois este é isolado. Trabalho, que é um modo de se transferir energia, está representado pela corrente elétrica que cruza a fronteira do sistema, proveniente do gerador. Assim:

$$\Delta U + \cancelto{0}{\Delta EC} + \cancelto{0}{\Delta EP} = \cancelto{0}{Q} - W$$

$$\Delta U = U_1 - U_2 = -W$$

Note que o aumento da energia interna do sistema corresponde ao trabalho do gerador elétrico, sendo o valor de $(U_1 - U_2)$ negativo, pois o trabalho está sendo realizado sobre o sistema.

Na Figura 2.16(c), o sistema é representado por todo o conjunto. Assim, como calor e trabalho não cruzam a fronteira do sistema, ou seja, como nenhuma energia na forma de transferência de calor ou trabalho entra ou sai do sistema que foi definido na Figura 2.16(c), não há variação de energia interna nesse sistema. Portanto:

$$\Delta U + \cancelto{0}{\Delta EC} + \cancelto{0}{\Delta EP} = \cancelto{0}{Q} - \cancelto{0}{W}$$

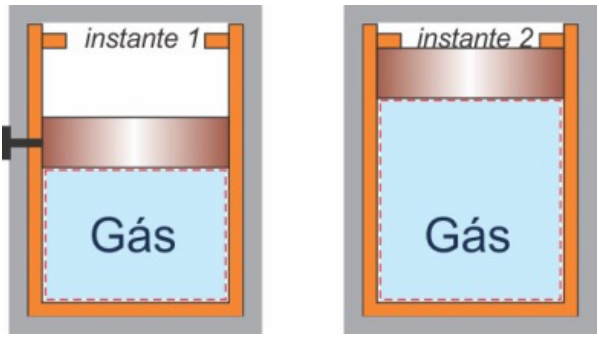
$$\Delta U = U_2 - U_1 = 0$$

Esses exemplos elucidam a importância da definição do sistema, para a correta análise de um processo.

Exemplificando

Um volume de 0,1 m^3 de gás, contido dentro de um recipiente rígido isolado, provido de pistão e inicialmente travado, está a 400 kPa de pressão. O pino que trava o pistão é solto, e este se desloca até que o volume final atinja 0,18 m^3, conforme ilustra a Figura 2.17. Sabendo que o processo é politrópico, com n = 1,4, determine a variação da energia interna do sistema. Considere como sendo desprezíveis as variações de energia cinética e potencial gravitacional, bem como o atrito do pistão com o recipiente.

Figura 2.17 | Processo politrópico de expansão de um gás contido em um recipiente rígido



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução:

O balanço de energia para esse processo é dado por:

$$\Delta U + \cancelto{0}{\Delta EC} + \cancelto{0}{\Delta EP} = \cancelto{0}{Q} - W$$

$$\Delta U = -W$$

Como o processo é politrópico, com $n \neq 1$, temos que:

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$$

$$p_2 = \frac{p_1 V_1^n}{V_2^n} = \frac{400 \cdot 0{,}1^{1{,}4}}{0{,}18^{1{,}4}} = 175{,}7 \ kPa$$

Portanto:

$$W = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1 - n} = \frac{175{,}7 \cdot 0{,}18 - 400 \cdot 0{,}1}{1 - 1{,}4} = 20{,}94 \ kJ$$

Assim, a variação de energia interna é:

$$\Delta U = -W$$

$$\boxed{\Delta U = -20{,}94 \ kJ}$$

Conclui-se que a variação de energia interna do sistema é de $-20,94\ kJ$, ou seja, a energia interna do sistema diminui, pois houve a realização de trabalho.

Balanço da taxa de energia: operação em regime permanente

Quando aplicamos um balanço de energia a um sistema que percorre um processo, pela própria definição de processo, significa que o sistema passou de um estado para outro, devido a variações em suas propriedades. Entretanto, em algumas situações, por exemplo, uma caixa de transmissão de automóveis, o fluido de lubrificação contido dentro da caixa, além de lubrificar as engrenagens, receberá o calor gerado pelo atrito das partes e o transmitirá para o ar exterior. Considerando o fluido de lubrificação como sistema, após os instantes iniciais de funcionamento, considerando que a estabilização seja atingida, suas propriedades permanecerão invariáveis. Assim, o termo **regime permanente** se refere a uma condição na qual as propriedades do sistema permanecerão invariáveis ao longo do tempo. Nesses casos, são utilizadas taxas em relação ao tempo, tal como potência. Portanto, é conveniente utilizar a equação da 1ª lei da Termodinâmica em termos de taxa temporal:

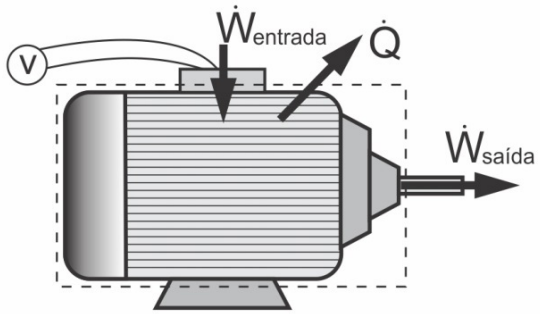
$$\frac{dU}{dt} + \frac{dEC}{dt} + \frac{dEP}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$$

Em que $\dot{Q}$ é a taxa líquida de transferência de calor e $\dot{W}$ é a potência líquida.

Exemplificando

Um motor elétrico monofásico opera em 127 V, com uma corrente elétrica de 20 A, em regime permanente, conforme ilustra a Figura 2.18. A temperatura da carcaça do motor é de 38 °C, enquanto que a temperatura do ar ambiente está em 25 °C. A área superficial da carcaça é de 0,150 m^2 e o coeficiente de troca de calor por convecção é $160\ W/m^2 \cdot K$. Determine a potência disponível no eixo do motor.

Figura 2.18 | Motor elétrico monofásico



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução:

Considerando como sistema a parte externa do motor, conforme mostra a Figura 2.18, aplicando a 1ª lei da Termodinâmica em termos de taxas:

$$\frac{dU}{dt}^{0} + \frac{dEC}{dt}^{0} + \frac{dEP}{dt}^{0} = \dot{Q} - \dot{W}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = 0$$

Em que a potência $\dot{W}$ é a soma das potência de entrada, devido à corrente elétrica, e de saída, dada pela potência disponível no eixo do motor.

$$\dot{Q} - (\dot{W}_{entrada} + \dot{W}_{saída}) = 0$$

$$\dot{W}_{saída} = \dot{Q} - \dot{W}_{entrada}$$

O fluxo de calor trocado por convecção com a vizinhança é dado pela lei de Newton do resfriamento:

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (t - t_{\infty}) = 160 \cdot 0{,}150 \cdot (38 - 25) = 312\ W$$

A potência de entrada, devido à corrente elétrica, é:

$$\dot{W}_{entrada} = V \cdot i = 127 \cdot 20 = 2.540\ W$$

De acordo com a convenção de sinais, o fluxo de calor que sai do sistema é negativo, e a potência que entra no sistema é negativa. Portanto:

$$\dot{W}_{saída} = \dot{Q} - \dot{W}_{entrada} = -312 - (-2540) = 2.228\ W$$

Assim, a potência disponível no eixo do motor elétrico é de 2.228 W.

Balanço da taxa de energia: operação em regime transiente

O termo **regime transiente** refere-se a uma condição na qual as propriedades do sistema variam com o tempo, como no início e na parada de operações de um sistema. Temos que, ao ligar um automóvel, que se encontrava estacionado, e iniciar uma viagem, o fluido da caixa de transmissão começa a interagir com o movimento das engrenagens até que as condições de operação em regime permanente sejam estabelecidas. Neste caso, a temperatura e outras propriedades do fluido vão se alterando até atingir uma condição de estabilização.

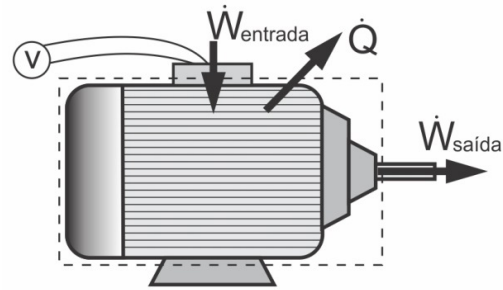
Exemplificando

Vamos retomar o exemplo do motor elétrico monofásico visto anteriormente, sob o ponto de vista do início de operação do motor. Retomando os valores, a potência elétrica que entra no sistema é de $\dot{W}_{entrada} = 2.540\ W$ e a disponível no eixo do motor é $\dot{W}_{saída} = 2.228\ W$. Conforme dados do fabricante, o fluxo de calor cedido para o ambiente no início de operação é dado por $\dot{Q} = -312 \cdot (1 - e^{-0,08t})$, onde t é o tempo medido a partir do início de operação. Determine o tempo necessário para o motor atingir o regime permanente, considerando esse instante como uma variação de energia do sistema que represente 99% do valor total.

Resolução:

Considerando como sistema a parte externa do motor, conforme mostra a Figura 2.18.

Figura 2.18 | Motor elétrico monofásico



Fonte: elaborada pelo autor.

Aplicando a 1ª lei da Termodinâmica em termos de taxas e de energia do sistema E:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - (\dot{W}_{entrada} + \dot{W}_{saída})$$

$$\frac{dE}{dt} = -312 \cdot (1 - e^{-0,08t}) - (-2.540 + 2.228) = 312 \cdot e^{-0,08t}$$

$$dE = 312 \cdot e^{-0,08t} dt$$

$$\int_{E_0}^{E_t} dE = \int_{0}^{t} 312 \cdot e^{-0,08t}$$

$$\Delta E = 3900(1 - e^{-0,08t})$$

Analisando a equação de ΔE, à medida que o tempo t aumenta, ΔE aproxima-se do valor de $3.900\ J$. Assim:

$$1 - e^{-0,08t} = \frac{\Delta E}{3900} = 0,99$$

$$e^{-0,08t} = 0,01$$

$$ln(e^{-0,08t}) = ln(0,01)$$

$$-0,08 \cdot t = -4,605$$

$$\boxed{t = 57,6\ s}$$

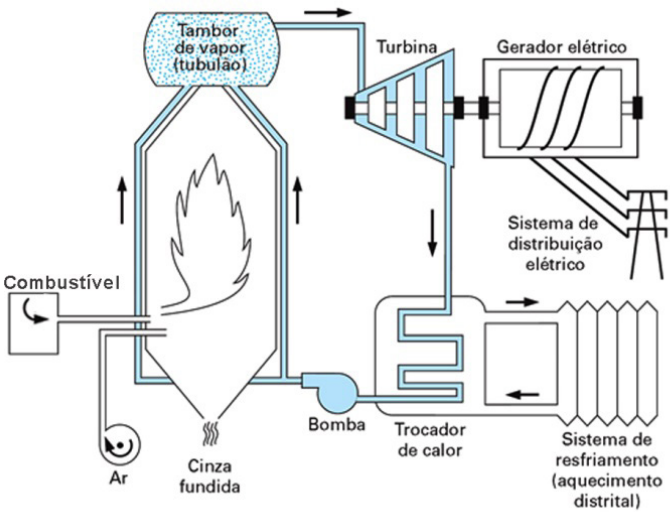
Portanto, após $57,6$ segundos, o sistema irá atingir o regime permanente.

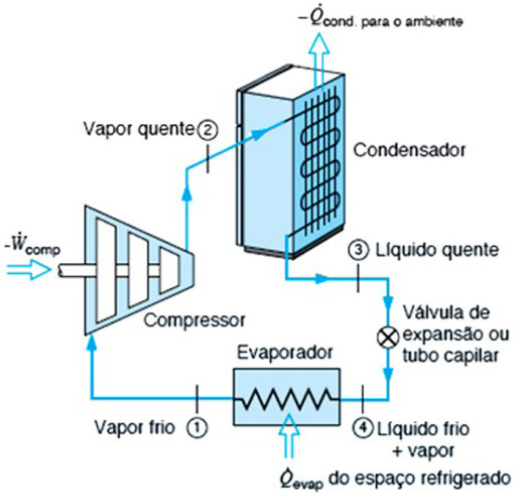
Da mesma maneira, após o desligamento do motor, haverá um determinado tempo para que a energia do sistema seja transferida, na forma de calor, para a vizinhança.

Análise de energia para ciclos

Caro aluno, já vimos que ciclo termodinâmico é uma sequência de processos que se inicia e termina no mesmo estado, e, ao término do ciclo, todas as propriedades possuem os mesmos valores que tinham no início, independentemente de suas propriedades variarem ao longo dos processos. Duas classes de ciclos importantes, e que serão temas de estudos nas unidades de ensino posteriores, são o ciclo de potência, ilustrado na Figura 2.19(a) e o ciclo de refrigeração, ilustrado na Figura 2.19(b).

Figura 2.19 | Desenho esquemático de ciclos de potência (a) e de refrigeração (b)





Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 2 e 147).

Para todos os ciclos termodinâmicos, temos que, a partir da 1ª lei da Termodinâmica:

$$\Delta E = Q - W$$

Como num ciclo o sistema retorna ao seu estado original, $\Delta E = \Delta E_{ciclo} = 0$, o que resulta em:

$$Q_{ciclo} = W_{ciclo}$$

Ou seja, para um determinado ponto do sistema, no qual configura um estado definido, a troca líquida de calor deve ser igual à troca líquida de trabalho para que o sistema retorne ao mesmo estado, após percorrer todos os processos do ciclo.

Reflita

Para um determinado ponto de análise de um ciclo termodinâmico, definido como estado inicial, caso o sistema, após ter percorrido todos os processos do ciclo, não retorne a esse estado inicial, o que acontecerá com o sistema, caso este estado apresente um incremento na sua energia termodinâmica?

A análise dos ciclos termodinâmicos nos permite avaliar as energias que estão presentes em cada um dos processos, tanto para as energias do sistema quanto àquelas que são trocadas com outro sistema ou com a vizinhança.

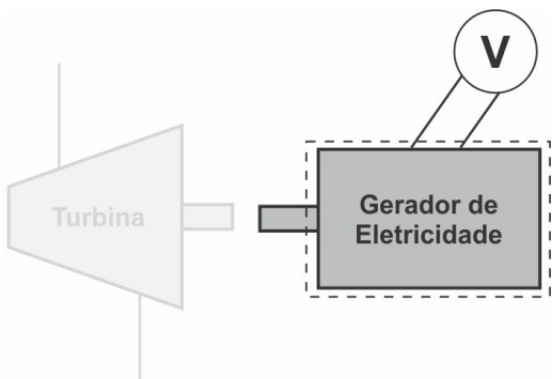
Com o equacionamento adequado para os ciclos, podemos avaliar o desempenho e a eficiência do sistema, a fim de contribuir para a sustentabilidade do planeta, através do melhor aproveitamento da energia.

Sem medo de errar

Relembrando, você trabalha como engenheiro trainee em um escritório de consultoria e está participando da equipe que está desenvolvendo um projeto de um novo sistema de geração de eletricidade a partir da queima do bagaço de cana-de-açúcar com o intuito de aumentar a eficiência energética em comparação com o ciclo atualmente utilizado.

Nesta fase, você irá identificar as interações de energia ocorridas na fronteira do gerador de eletricidade, que será considerado como o sistema termodinâmico em análise, conforme mostra a Figura 2.13, fazendo um balanço de energia e identificando as formas de transferência de energia pertencentes a essa análise.

Figura 2.13 | Desenho esquemático do gerador de eletricidade, utilizado como sistema termodinâmico



Fonte: elaborada pelo autor.

Sendo o gerador um sistema, como avaliar se é um sistema fechado ou volume de controle? Como identificar os fluxos de

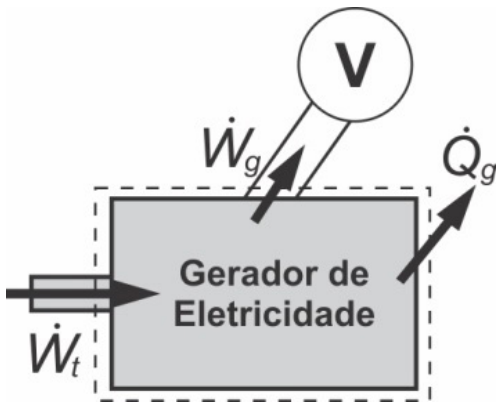
energia através da fronteira desse sistema? Como aplicar um balanço de energia para esse sistema? Qual é a diferença na análise desse balanço de energia para o início de operação e depois que o sistema se estabilizar?

Resolução:

Você compreendeu que o sistema termodinâmico é delimitado por aquilo que você deseja estudar. Assim, como nesse caso o objeto de estudo é o gerador de eletricidade, ele será escolhido como sistema, e, como massa não cruza a sua fronteira, temos que este é um **sistema fechado.**

Os **fluxos de energia** podem ser observados na Figura 2.20, em que $\dot{W}_t$ é a potência mecânica proveniente da turbina, $\dot{W}_g$ é a potência elétrica fornecida pelo gerador de eletricidade e $\dot{Q}_g$ é o fluxo de calor perdido pelo gerador.

Figura 2.20 | Ilustração do gerador de eletricidade



Fonte: elaborado pelo autor.

Aplicando um **balanço de energia** em termos de taxas para o gerador de eletricidade, temos que:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$$

Em que E é a energia do sistema, no caso o gerador de eletricidade, $\dot{Q}$ é a taxa líquida de transferência de calor, e $\dot{W}$

é a potência líquida. Para esse sistema, temos que $\dot{Q} = \dot{Q}_g$ e $\dot{W} = \dot{W}_t + \dot{W}_g$. Substituindo na equação acima, temos:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_g - (\dot{W}_t + \dot{W}_g)$$

A potência do gerador, no regime transiente, é dada por:

$$\dot{W}_g = \dot{Q}_g - \dot{W}_t - \frac{dE}{dt}$$

Analisando os termos da equação acima, o termo dE/dt representa a variação da energia do sistema em relação ao tempo. No início de operação, a energia E do sistema é zero, pois os equipamentos estavam todos desligados. A energia vai aumentando até o sistema se estabilizar, sendo a variação dessa energia maior no início e tendendo a zero quando o regime permanente for atingido.

O fluxo de calor $\dot{Q}_g$ corresponde a perdas de calor a partir do gerador de eletricidade, devido principalmente às perdas mecânicas (atritos internos e ventilação) e às perdas elétricas (enrolamento e no ferro). Esse termo é proporcional à diferença entre as temperaturas da superfície externa do gerador e do ar ambiente (vizinhança), determinado pela lei de Newton do resfriamento: $\dot{Q}_g = hA(T_g - T_\infty)$, na qual *h* é o coeficiente de troca de calor por convecção, A é a área superficial externa do gerador, T_g é a temperatura da superfície externa do gerador e T_∞, a temperatura do ar ambiente.

Em regime permanente, a energia do sistema se estabiliza, e $dE/dt = 0$. Assim:

$$\dot{W}_g = \dot{Q}_g - \dot{W}_t$$

Dessa forma, operando em regime permanente, a potência fornecida pelo gerador de eletricidade dependerá da potência fornecida pela turbina e terá sua eficiência aumentada quanto menor for o fluxo de calor perdido para o ambiente pelo gerador.

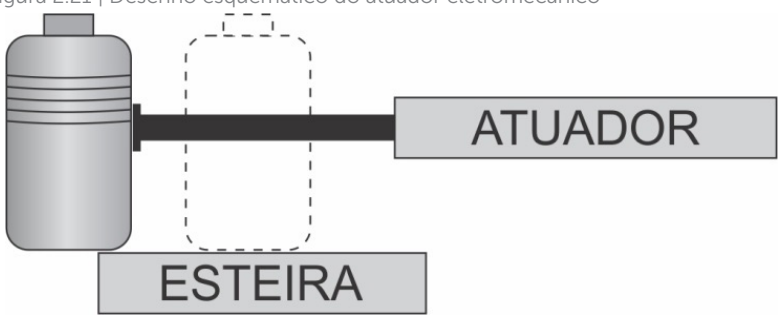
Avançando na prática

Potência elétrica consumida por um atuador eletromecânico

Descrição da situação-problema

Você trabalha como engenheiro numa indústria alimentícia, na divisão de achocolatados, e está desenvolvendo um projeto de automação para essa linha de produção. Na linha de controle de qualidade, um sensor detectará se a quantidade de achocolatado apresenta o nível mínimo desejado, caso contrário um atuador eletromecânico deverá expulsá-lo da esteira. A massa total da embalagem plástica e produto é de 480 g, e o curso do pistão deverá ser de 12 cm, conforme ilustra a Figura 2.21. Com outros projetos já desenvolvidos, você tem a estimativa de que as perdas por atrito são desprezíveis e que o fluxo de calor cedido (perdido) pelo atuador é de 4% dessa potência. Admitindo regime permanente e desprezando a massa da haste do atuador, você deverá calcular a potência fornecida pela rede de energia elétrica para o atuador, sabendo que o processo de atuação é de 0,3 s.

Figura 2.21 | Desenho esquemático do atuador eletromecânico



Fonte: elaborado pelo autor.

Resolução da situação-problema

Considere o atuador como sistema, conforme ilustra a Figura 2.22.

Figura 2.22 | Ilustração do sistema termodinâmico considerado

Fonte: elaborado pelo autor.

Aplicando um balanço de energia através da 1ª lei da Termodinâmica em termos de taxa em relação ao tempo e considerando o sistema em regime permanente, temos que:

$$\frac{dU}{dt}^{0} + \frac{dEC}{dt}^{0} + \frac{dEP}{dt}^{0} = \dot{Q}_{at} - (\dot{W}_{at} + \dot{W}_{el})$$

$$\dot{W}_{el} = \dot{Q}_{at} - \dot{W}_{at}$$

A potência do atuador e o fluxo de calor perdido são dados por:

$$\dot{W}_{at} = \frac{massa \cdot deslocamento}{tempo} = \frac{0,48 \cdot 0,12}{0,3} = 0,192\ W$$

$$\dot{Q}_{at} = 0,04 \cdot 0,192 = 0,00768\ W$$

Assim, considerando a convenção de sinais, a potência elétrica a ser fornecida para o atuador é de:

$$\dot{W}_{el} = \dot{Q}_{at} - \dot{W}_{at} = -0,00768 - 0,192 = -0,2\ W$$

Note que o sinal negativo indica que essa potência está entrando no sistema. Assim, a potência elétrica que deverá ser fornecida ao atuador é de 0,2 W.

Faça valer a pena

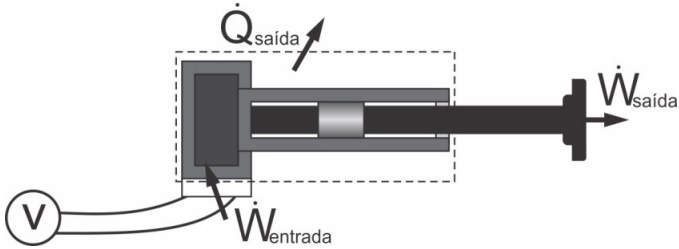
1. Um engenheiro afirma ter projetado uma máquina pneumática que recebe 2.000 J de trabalho pelo compressor e consegue entregar 1.800 J de trabalho no atuador. Segundo os dados de projeto em regime permanente, as perdas de calor para o ambiente são estimadas em 12% do trabalho fornecido pelo compressor.

Com base no texto apresentado, avalie as afirmações a seguir e assinale a que está correta.

a) O projeto está de acordo com a 1ª lei da Termodinâmica, pois energia está sendo criada.
b) O projeto está de acordo com a 1ª lei da Termodinâmica, pois energia está sendo destruída.
c) O projeto viola a 1ª lei da Termodinâmica, pois energia está sendo destruída.
d) O projeto viola a 1ª lei da Termodinâmica, pois energia está sendo criada.
e) O projeto está de acordo com a 1ª lei da Termodinâmica, pois energia está sendo conservada.

2. Um atuador eletromecânico, conforme ilustra a Figura 2.23, opera em regime permanente numa indústria e disponibiliza 300 W de potência no eixo. As perdas de calor, devido ao atrito entre as partes internas do atuador, são de 15 W.

Figura 2.23 | Desenho esquemático do atuador eletromecânico



Fonte: elaborado pelo autor.

De acordo com o descrito no texto-base, determine a potência elétrica que deve ser disponibilizada ao atuador e escolha, dentre as alternativas a seguir, aquela que representa a potência correta, em módulo.

a) $285\ W$.
b) $300\ W$.
c) $315\ W$.
d) $325\ W$.
e) $340\ W$.

3. Um sistema termodinâmico está desligado há várias horas e deverá ser acionado para que se inicie um processo produtivo.
Com base nessa situação, avalie as asserções a seguir e a relação proposta entre elas.

I- No início da operação de um sistema, as condições reais de funcionamento são obtidas instantaneamente, conforme expressa a 1ª lei da Termodinâmica em termos de taxas em relação ao tempo,

PORQUE

II- Um sistema em regime permanente possui as energias do sistema inalteradas em relação ao tempo.

A respeito das asserções acima, assinale a alternativa que contém a afirmação correta.

a) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II é uma justificativa da I.
b) As asserções I e II são proposições verdadeiras, porém a II não é uma justificativa da I.
c) A asserção I é uma proposição verdadeira, e a II é uma proposição falsa.
d) A asserção I é uma proposição falsa, e a II é uma proposição verdadeira.
e) As asserções I e II são proposições falsas.

Referências

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica.** 7. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2009.

CALOR e trabalho. Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos. Aula de Termodinâmica – Prof. Oscar M. H. Rodriguez. Disponível em: <http://www2.eesc.usp.br/netef/Oscar/Aula7t.pdf>. Acesso em: 20 jul. 2018.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: Mac Graw Hill, 2007.

IENO, G. **Termodinâmica**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2013.

LEVENSPIEL, O. **Termodinâmica amistosa para engenheiros.** São Paulo: Edgard Blucher, 2013.

LUZZI, R. **Tópicos em termodinâmica estatística de processos dissipativos.** Campinas: Ed. da UNICAMP, 2000.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2013.

_____ . **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 8. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2018.

MORAN, M. J. et al. **Introdução à engenharia de sistemas térmicos.** Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2005.

PASSOS, Júlio César. Os experimentos de Joule e a primeira lei da termodinâmica. **Revista Brasileira de Ensino de Física,** v. 31, n. 3, 3603, 2009. Disponível em: <http://www.sbfisica.org.br/rbef/pdf/313603.pdf>. Acesso em: 20 jul. 2018.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química.** 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2007.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Introdução à termodinâmica para engenharia.** Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2003.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2003.

Análise do volume de controle e a segunda lei da termodinâmica

Convite ao estudo

Prezado aluno! É uma satisfação iniciarmos a terceira unidade de ensino do material de Termodinâmica. Você irá identificar inúmeras situações do seu cotidiano, nas quais os equipamentos presentes se baseiam na conservação de massa e de energia e na avaliação de fatores que causam irreversibilidades nesses sistemas. Alguns exemplos são refrigerador, condicionador de ar, chuveiro elétrico ou de aquecimento a gás, motor de automóveis e inúmeros outros, que serão abordados nesta unidade.

Você conhecerá e compreenderá como analisar e aplicar os conceitos relacionados à conservação da massa e da energia em um volume de controle e será capaz de analisar e avaliar a espontaneidade de um processo com esses conceitos, aliados aos conceitos da segunda lei da Termodinâmica.

Para atingir esses objetivos e contextualizar esses assuntos, imagine que você trabalha como engenheiro numa indústria fabricante de turbinas a gás para diversos segmentos de transporte. Nesse momento, irá desenvolver um novo projeto de turbina a gás para embarcações chamadas de empurradores de barcaças, que fazem o transporte de soja e outros produtos do agronegócio nos estados do norte e centro-oeste brasileiro. A finalidade dessas turbinas a gás é gerar potência mecânica no eixo da turbina a partir da passagem de gás pelas suas partes internas. Além disso, por serem mais compactas que outros sistemas de potência, essas turbinas têm uma ótima relação potência de saída *versus* peso da turbina. Como relacionar e equacionar as energias presentes no gás com a potência da turbina? Por ser gás, qual é a influência da pressão e da temperatura? Como avaliar as causas das perdas de energia nesses equipamentos?

Na primeira seção desta unidade, você irá conhecer e aplicar a conservação da massa para um volume de controle e as formas e aplicações do balanço de massa em termos de taxa, além de aplicar a conservação de energia para um volume de controle.

Na segunda seção serão apresentados os conceitos para análise de volumes de controle em regime permanente e as aplicações dessa análise em bocais, difusores, turbinas, compressores, bombas e trocadores de calor. Também será abordado como deverá ser feita essa análise para regime transiente.

Finalizando a unidade, na última seção você conhecerá a segunda lei da Termodinâmica, compreendendo seus enunciados, que são enunciados de Clausius, de Kelvin-Planck e da entropia, a partir dos quais você compreenderá o conceito de irreversibilidade e o significado de processo ideal, a fim de analisar se o processo é reversível ou irreversível.

Preparado para esses desafios? Então, vamos lá! Bom estudo!

Seção 3.1

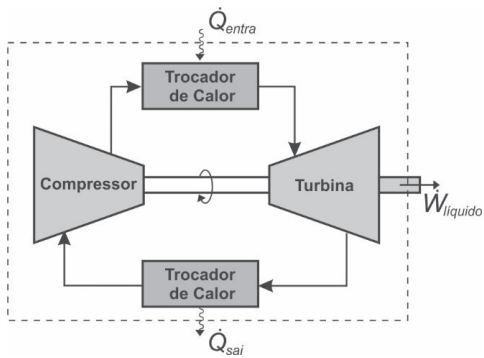
Conservação da massa e conservação da energia para um volume de controle

Diálogo aberto

Caro aluno! Muito provavelmente você já utilizou, neste dia mesmo, um equipamento que tem sua análise baseada nos princípios de conservação de massa e de energia, os quais são estudados pela Termodinâmica. Chuveiro, secador de cabelos, ventilador, fogão, purificador de água refrigerado e inúmeros outros são exemplos de volumes de controles, em que massa e energia cruzam a fronteira dos sistemas citados. A mesma análise é válida para ciclos, em que cada componente é considerado como um volume de controle.

Para que possamos colocar esses conceitos em prática, conhecendo e compreendendo como aplicar um balanço de massa e um balanço de energia a um sistema, imagine que você trabalha como engenheiro numa indústria fabricante de turbinas a gás para diversos segmentos de transporte e está desenvolvendo um novo projeto, no qual as turbinas serão destinadas às embarcações que fazem o transporte de soja nos estados do norte e centro-oeste brasileiro. O intuito dessa fase inicial do projeto é levantar dados prévios para uma análise de desempenho do ciclo mostrado na Figura 3.1, que ilustra os componentes desse sistema.

Figura 3.1 | Ilustração do ciclo termodinâmico de uma turbina a gás



Fonte: elaborada pelo autor.

Nesse ciclo termodinâmico, a fim de avaliar o desempenho dessa instalação de potência, faremos uma análise de ar-padrão, em que: o fluido de trabalho é o ar, comportando-se como um gás ideal; o fluxo de calor que entra no ciclo, proveniente da câmara de combustão, é modelado através de um trocador de calor (fonte externa), que é o responsável pelo aumento na temperatura do ar; e, finalmente, o fluxo de calor que é perdido para o ambiente (que sai do ciclo), que é modelado por outro trocador de calor. A turbina, acoplada ao compressor, disponibiliza a potência líquida do ciclo através do seu eixo. Tendo em mente essas considerações, você deverá determinar os procedimentos de cálculo para expressar a potência útil entregue pelo sistema, em função dos parâmetros do projeto. Assim, como relacionar os fluxos de calor com a potência líquida? Por ser o ar o fluido de trabalho, como a pressão e a temperatura influenciam nessa potência? O fluxo de ar que passa pela turbina influencia esse valor?

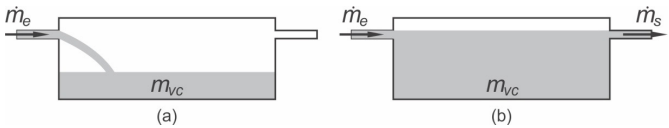
Aguce o seu raciocínio crítico, conheça e compreenda os conceitos relativos aos balanços de massa e de energia, a fim de analisar as aplicações desses conceitos nos problemas de engenharia. Bons estudos!

Não pode faltar

Conservação da massa para um volume de controle

Caro aluno, iniciando esta seção você vai conhecer outra base fundamental da Termodinâmica, que é a **conservação da massa**. Imagine um exemplo do nosso cotidiano: um reservatório está sendo preenchido com água, conforme ilustra a Figura 3.2(a). Até o instante em que o nível d'água atinge a tubulação de saída, a água vai preenchendo o reservatório, ficando armazenada nesse compartimento. A partir desse instante, começa a escoar para o tubo de saída, de acordo com a Figura 3.2(b). Ou seja, para um determinado instante, a massa de água que está armazenada corresponde exatamente à quantidade que entrou menos a quantidade de massa que saiu até aquele instante. Na Figura 3.2, $\dot{m}_e$ representa a vazão mássica na entrada do reservatório, $\dot{m}_s$ a vazão mássica na saída do reservatório e m_{vc} a massa que está armazenada no reservatório.

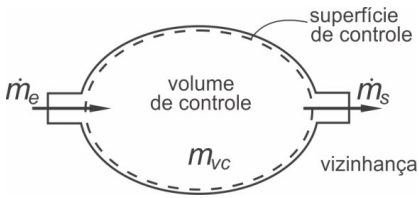
Figura 3.2 | Ilustração do conceito de conservação de massa



Fonte: elaborada pelo autor.

Vamos agora aplicar a conservação de massa em termos conceituais. Quando há escoamento de massa através da fronteira de um sistema, neste caso chamada de **superfície de controle**, o sistema é denominado **volume de controle**, ou **sistema aberto**. Pela superfície de controle podem cruzar massa, trabalho e calor, podendo a superfície de controle ser fixa ou móvel, expandir-se ou contrair-se, desde que seja devidamente referenciada a um sistema de coordenadas. Para expressar matematicamente a conservação de massa, considere o volume de controle ilustrado na Figura 3.3, em que, em um instante t, $\dot{m}_e$ corresponde à vazão mássica que entra no volume de controle, $\dot{m}_s$ à vazão mássica que sai desse volume de controle e m_{vc} a massa armazenada no volume de controle.

Figura 3.3 | Ilustração de um volume de controle



Fonte: elaborada pelo autor.

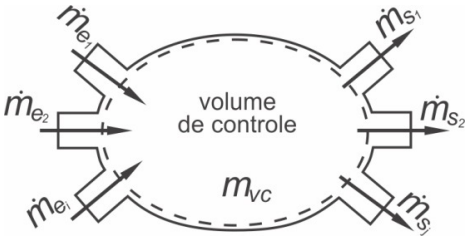
Para um determinado instante t, o balanço da taxa temporal de massa é dada por:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s$$

Para diversas entradas e diversas saídas, como ilustra a Figura 3.4, temos que:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

Figura 3.4 | Ilustração de um volume de controle para várias entradas e saídas



Fonte: elaborada pelo autor.

Em **regime permanente**, temos que $\frac{dm_{vc}}{dt} = 0$ e $\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$. A equação de conservação da massa também é conhecida como **equação da continuidade**.

As vazões mássicas nas entradas e saídas e a taxa temporal de massa do volume de controle são expressas em *kg/s* no sistema internacional de unidades e em *lb/s* no sistema inglês.

Exemplificando

Uma distribuidora de combustíveis faz a mistura de etanol anidro à gasolina, na proporção de 27% de etanol anidro para 73% de gasolina, em volume. Levando em conta que tanto o etanol quanto a gasolina estão a uma pressão de $1,5\ bar$ e temperatura de $25^{o}C$ e que serão considerados incompressíveis nessa condição, e considerando que o regime é permanente, respeitando as proporções estabelecidas, qual deverá ser a vazão mássica de etanol anidro para uma vazão mássica de $50\ kg/s$ de gasolina?

Resolução:

A equação da conservação da massa, ou equação da continuidade, para diversas entradas e saídas é dada por:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

Em regime permanente, $\frac{dm_{vc}}{dt} = 0$, temos

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$$

$$\dot{m}_{etanol} + \dot{m}_{gasolina} = \dot{m}_{mistura}$$

Ou seja, a vazão mássica da mistura é igual à soma das vazões mássicas do etanol e da gasolina. Como a vazão mássica de gasolina corresponde a 73% da vazão mássica da mistura, temos que:

$$\dot{m}_{gasolina} = 0{,}73 \cdot \dot{m}_{mistura}$$

$$\dot{m}_{mistura} = \frac{\dot{m}_{gasolina}}{0{,}73}$$

Assim, substituindo os termos na equação:

$$\dot{m}_{etanol} + \dot{m}_{gasolina} = \dot{m}_{mistura}$$

$$\dot{m}_{etanol} + \dot{m}_{gasolina} = \frac{\dot{m}_{gasolina}}{0{,}73}$$

$$\dot{m}_{etanol} = 1{,}37\dot{m}_{gasolina} - \dot{m}_{gasolina} = 0{,}37 \cdot \dot{m}_{gasolina}$$

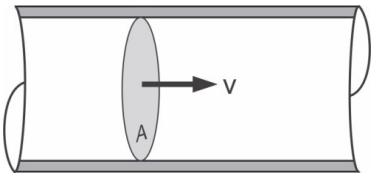
$$\dot{m}_{etanol} = 0{,}37 \cdot 50 = 18{,}5 \ kg/s$$

Assim, para que as condições estabelecidas sejam respeitadas, a vazão mássica de etanol anidro deverá ser de $18{,}5 \ kg/s$.

Formas de balanço de massa em termos de taxa

Em muitas situações, é conveniente utilizar o balanço de massa em termos das propriedades da substância. Considere a Figura 3.5, que ilustra um escoamento unidimensional de uma substância com velocidade média V, normal à área de seção transversal A, com propriedades uniformes nesta seção.

Figura 3.5 | Desenho esquemático de um escoamento unidimensional



Fonte: elaborada pelo autor.

A vazão mássica é dada por $\dot{m} = \frac{AV}{\upsilon}$, lembrando que o produto AV é a vazão volumétrica.

Assim, o balanço de massa para várias entradas e saídas, em termos das propriedades da substância, é dado por:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{e} \frac{A_e V_e}{\upsilon_e} - \sum_{s} \frac{A_s V_s}{\upsilon_s}$$

Exemplificando

Uma linha de ar comprimido de uma indústria, com diâmetro de $1/2"$, opera com pressão manométrica de $4\ bar$ e temperatura de $30°C$, em uma cidade em que a pressão barométrica é de $0,95\ bar$. A velocidade de operação do ar é de $0,4\ m/s$. Considerando o ar como gás ideal e $R_{ar} = 287\ J/kg \cdot K$, qual é a vazão mássica do ar nessas condições?

Resolução:

A equação para a vazão mássica, em termos de propriedades da substância, é dada por: $\dot{m} = \frac{AV}{\upsilon}$.

Expressando os dados fornecidos em unidades adequadas para os cálculos, temos que:

$$p = 4 + 0,95 = 4,95\ bar = 495.000\ Pa$$

$$T = 30 + 273,15 = 303,15\ K$$

$$d = 1/2" = 0,0127\ m$$

A área do tubo é determinada por:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}0127^2}{4} = 1{,}27 \cdot 10^{-4}\, m^2$$

Para gases ideais:

$$p\upsilon = RT$$

$$495.000 \cdot \upsilon = 287 \cdot 303{,}15$$

$$\upsilon = 0{,}1758\ m^3/kg$$

Substituindo:

$$\dot{m} = \frac{AV}{\upsilon} = \frac{1{,}27 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}4}{0{,}1758} = 0{,}00029\ kg/s$$

Concluindo, a vazão mássica do ar é de $0{,}00029\ kg/s$.

Vale a pena salientar que a igualdade entre as vazões mássicas na entrada e saída não implica necessariamente que o sistema esteja em regime permanente, pois outras propriedades poderão variar, tais como pressão e temperatura.

Reflita

Analisamos a conservação de massa, exemplificando-a para substâncias nas fases líquida e gasosa. Para quais condições, além da conservação de massa, também é válida a conservação de volume?

Aplicações do balanço da taxa de massa

Diversos processos industriais podem ser equacionados e solucionados utilizando-se do balanço de massa em termos das propriedades das substâncias, considerando para essa finalidade as tabelas de propriedades termodinâmicas e/ou softwares que disponibilizam essas informações.

Exemplificando

Um restaurante industrial pretende utilizar parte do vapor gerado na caldeira da indústria, com a finalidade de preparação de alimentos e limpeza dos utensílios utilizados. Nesse sentido, um novo sistema de lava-louças está sendo montado, e o misturador necessitará de $0,04\ m^3/s$ de água líquida saturada à pressão de $500\ kPa$. Uma bomba fornecerá $10\ kg/s$ de água líquida a $500\ kPa$ de pressão e temperatura de $30\ °C$, para ser misturada ao vapor d'água, proveniente de uma linha de baixa pressão, vinda da caldeira e que operará a $500\ kPa$ de pressão e temperatura de $200\ °C$. A Figura 3.6 ilustra o misturador citado. Para que as condições sejam satisfeitas e estando o misturador em regime permanente, qual deverá ser a vazão mássica do vapor e qual é a temperatura da água na saída?

Figura 3.6 | Desenho esquemático do misturador da lava-louça industrial

Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução:

A equação da continuidade para regime permanente é dada por:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_{e_1} + \dot{m}_{e_2} = \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_{e_2} = \dot{m}_s - \dot{m}_{e_1}$$

A vazão mássica da água líquida na entrada é de $\dot{m}_{e_1} = 10\ kg/s$.

Na saída, a vazão mássica é calculada pela expressão $\dot{m}_s = \dfrac{(AV)_s}{\upsilon_s}$, em que $(AV)_s$ é a vazão volumétrica na saída.

Tabela 3.1 | Tabelas de vapor para água saturada

Água saturada: tabela em função da pressão												
		Volume específico (m^3/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
Pressão kPa	Temp. °C	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
P	T	v_l	v_v	u_l	u_{lv}	u_v	h_l	h_{lv}	h_v	s_l	s_{lv}	s_v
400	143,63	0,001084	0,46246	604,29	1949,26	2553,55	604,73	2133,81	2738,53	1,7766	5,1193	6,8958
450	147,93	0,001088	0,41398	622,75	1934,87	2557,62	623,24	2120,67	2743,91	1,8206	5,0359	6,8565
500	151,86	0,001093	0,37489	639,66	1921,57	2561,23	640,21	2108,47	2748,67	1,8606	4,9606	6,8212
550	155,48	0,001097	0,34268	655,30	1909,17	2564,47	655,91	2097,04	2752,94	1,8972	4,8920	6,7892
600	158,85	0,001101	0,31567	669,88	1897,52	2567,40	670,54	2086,26	2756,80	1,9311	4,8289	6,7600

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 578).

Consultando as tabelas de vapor para água saturado, por ordem crescente de pressão, conforme ilustra a Tabela 3.1, temos que:

$$\dot{m}_s = \frac{(AV)_s}{\upsilon_s} = \frac{0,04}{0,001093} = 36,6\ kg/s$$

Da Tabela 3.1, para pressão de $500\ kPa$, temos que:

$$T_s = 151,86\ ^\circ C$$

Assim, para que as condições apresentadas sejam satisfeitas, ou seja, para que na saída do misturador a água se encontre como líquido saturado, serão necessários $36,6\ kg/s$ de vapor proveniente da caldeira, e a temperatura da água na saída do misturador será de $151,86\ ^\circ C$.

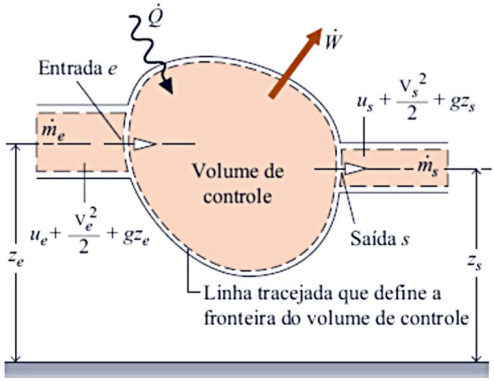
Conservação de energia para um volume de controle

Prezado aluno, lembre-se de que a lei da conservação de energia é válida para todas as situações, seja sistema fechado, volume de controle ou ciclos termodinâmicos. Assim, aplicando a primeira lei da Termodinâmica para volume de controle, em termos de taxas temporais, conforme ilustra a Figura 3.7, temos:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + E_e - E_s$$

Em que $\dot{Q}$ representa o fluxo de calor líquido, $\dot{W}$ a potência líquida e E_e e E_s representam, respectivamente, as energias que estão entrando e saindo do volume de controle, que são transportadas pelos respectivos fluxos de massa (escoamento unidimensional).

Figura 3.7 | Ilustração de um volume de controle



Fonte: Moran et al. (2018, p. 141).

Assim:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e\left(u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}_s\left(u_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$$

Assimile

A equação da conservação da energia para um volume de controle pode ser entendida da seguinte maneira: as energias líquidas que cruzam a superfície de controle, nas formas de calor e trabalho, somadas às energias líquidas que entram e saem do volume de controle, devido aos respectivos fluxos de massa, devem ser igual à variação de energia dentro do volume de controle.

O termo $\dot{W}$ da equação dada deve ser entendido como o trabalho líquido por unidade de tempo, devido às pressões que os fluxos de massa transportam, que denominaremos trabalho de fluxo $\dot{W}_{fluxo}$, somadas à potência do próprio volume de controle $\dot{W}_{vc}$, que "incluem todos os outros efeitos devidos ao trabalho, como aqueles

associados a eixos que giram, a deslocamentos de fronteira e a efeitos elétricos" (MORAN et al., 2018, p. 141). Assim:

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + \left(\dot{W}_{fluxo}\right)_{saída} - \left(\dot{W}_{fluxo}\right)_{entrada}$$

Lembrando que, pela convenção de sinais, o trabalho que o sistema realiza é positivo (saída) e o trabalho que o sistema recebe é negativo (entrada). Sendo:

$$\left(\dot{W}_{fluxo}\right) = (força)\cdot(velocidade) = (p\cdot A)\cdot V = p\cdot AV = \dot{m}\cdot p\cdot \upsilon$$

Substituindo na equação de $\dot{W}$:

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}_s(p_s\upsilon_s) - \dot{m}_e(p_e\upsilon_e)$$

Assim, substituindo na equação do balanço de energia e designando $\dot{Q} = \dot{Q}_{vc}$, temos que:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \left(\dot{W}_{vc} + \dot{m}_s p_s \upsilon_s - \dot{m}_e p_e \upsilon_e\right) + \dot{m}_e\left(u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}_s\left(u_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e\left(u_e + p_e\upsilon_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}_s\left(u_s + p_s\upsilon_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$$

Lembrando que o termo $u + p\upsilon$ é a entalpia h, a equação da primeira lei da Termodinâmica para volume de controle fica:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$$

Para várias entradas e várias saídas, temos:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \sum_s \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$$

Pesquise mais

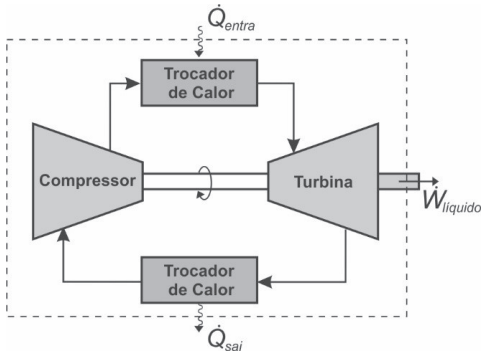
Aprimore seus conhecimentos sobre os balanços de massa e energia para um volume de controle. Consulte o Capítulo 4, *Análise do volume de controle utilizando energia*, p. 125 a 134, do livro:

MORAN, M. J. et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2013. 823 p.

Sem medo de errar

Relembrando, você trabalha como engenheiro em uma indústria fabricante de turbinas a gás para diversos segmentos de transporte, e está desenvolvendo um novo projeto em que as turbinas serão destinadas a embarcações que fazem o transporte de soja nos estados do centro-oeste brasileiro. O intuito dessa fase inicial do projeto é levantar dados prévios para uma análise de desempenho do ciclo mostrado na Figura 3.1, que ilustra os componentes desse sistema.

Figura 3.1 | Ilustração do ciclo termodinâmico de uma turbina a gás



Fonte: elaborada pelo autor.

Sendo o ar o fluido de trabalho, como determinar a potência útil entregue pelo sistema, em função dos parâmetros do projeto? Como relacionar os fluxos de calor e a potência líquida? Por ser o ar o fluido de trabalho, como a pressão e a temperatura influenciam nessa potência? O fluxo de ar que passa pela turbina influencia esse valor?

Resolução:

Considerando como sistema o ciclo termodinâmico mostrado na Figura 3.1 e aplicando um balanço de energia em termos de taxas para um sistema fechado, em regime permanente, temos que:

$$\frac{dU^{\cancel{0}}}{dt} + \frac{dEC^{\cancel{0}}}{dt} + \frac{dEP^{\cancel{0}}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = 0$$

$$(\dot{Q}_{entra} + \dot{Q}_{sai}) - \dot{W}_{líquido} = 0$$

$$\dot{W}_{líquido} = \dot{Q}_{entra} + \dot{Q}_{sai}$$

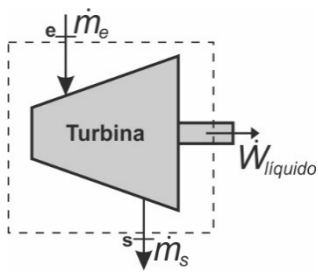
Como o valor numérico do fluxo de calor que entra no sistema é positivo e o valor numérico do fluxo de calor que sai é sistema é negativo, a potência líquida disponível no eixo da turbina é igual à diferença entre o fluxo de calor que entra e o que sai do sistema.

Para verificar a influência da pressão e da temperatura e considerando a turbina como um volume de controle, conforme ilustra a Figura 3.8, aplicando um balanço de massa e um balanço de energia em regime permanente, temos que:

$$\frac{dm_{vc}}{dt}^{0} = \dot{m}_e - \dot{m}_s$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt}^{0} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e\left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}_s\left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s\right)$$

Figura 3.8 | Ilustração da turbina como sistema



Fonte: elaborada pelo autor.

Considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial gravitacional e que o fluxo de calor perdido pela turbina também é desprezível, como há apenas uma entrada e uma saída, as equações resultam em:

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

$$\boxed{\dot{W}_{líquido} = \dot{m}\left(h_e - h_s\right)}$$

Em que a vazão mássica $\dot{m}$ é dada por $\dot{m} = \frac{Av}{\upsilon}$.

Assim, por ser um gás ideal, a entalpia do ar depende apenas de sua temperatura, motivo pelo qual uma variação na temperatura de entrada ou de saída do ar na turbina afetará na potência líquida. Por outro lado, como o ar é compressível, a pressão influencia o seu volume específico υ e, consequentemente, a vazão mássica. Como a potência líquida também depende da vazão mássica, a pressão terá influência na potência líquida da turbina.

Concluindo, temos que a potência líquida disponível no eixo da turbina é igual à diferença entre o fluxo de calor que entra e o que sai do sistema. Além disso, essa potência pode ser calculada pelo produto da diferença entre as entalpias na entrada e na saída da turbina pela vazão mássica, ou seja, $\dot{W}_{líquido} = \dot{m}\left(h_e - h_s\right)$.

Finalizando, temos que a pressão e a temperatura do ar influenciam o valor numérico da potência líquida disponível no eixo da turbina.

Avançando na prática

Aplicação do balanço de energia para um volume de controle

Descrição da situação-problema

Você foi recém-contratado pela indústria que fabrica secadores de cabelo e foi requisitado pelo setor de engenharia elétrica para determinar, a partir dos valores operacionais requeridos pelo projeto, a potência total que será consumida por um novo modelo portátil, para correto dimensionamento elétrico das partes e para constar nos dados técnicos do produto.

De acordo com o projeto, tendo como referência um ambiente à temperatura de $25\ ^oC$ e pressão de $100\ kPa$, os valores operacionais deverão ser:

$$Temperatura\ máxima = 86,85\ ºC$$
$$Velocidade\ do\ ar\ na\ entrada = 3,5\ m/s$$
$$Velocidade\ do\ ar\ na\ saída = 8,3\ m/s$$
$$Diâmetro\ da\ boca\ de\ entrada = 7\ cm$$
$$Diâmetro\ da\ boca\ de\ saída = 5\ cm$$

Considerando que a potência elétrica consumida pela resistência elétrica é muito superior à do ventilador e também às perdas de calor pela carcaça do secador, avalie, através da aplicação do balanço de energia para um volume de controle, qual deverá ser a potência elétrica fornecida para o secador, de acordo com os valores de projeto discriminados.

Resolução da situação-problema

Considere como sistema o secador de cabelos mostrado na Figura 3.9.

Figura 3.9 | Ilustração do secador de cabelo como volume de controle

Fonte: elaborada pelo autor.

Aplicando um balanço de energia para esse volume de controle, em regime permanente, temos que:

$$\frac{dE_{vc}}{dt}^{0} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$$

Como $z_e \approx z_s$, temos que $\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$, e desprezando a potência do ventilador (pois é muito menor que o fluxo de calor para a resistência), temos:

$$Q_{vc} = \dot{m}\left(h_s - h_e + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2} \right)$$

Em que:

$$\dot{m} = \frac{AV}{\upsilon}$$

Consultando a Tabela 3.2, temos que as entalpias de entrada e saída são dadas por:

Para $T_e = 25 + 273{,}15 = 298{,}15\ K$, temos que $h_e = 298.620\ J/kg$.

Para $T_s = 86{,}85 + 273{,}15 = 360\ K$, temos que $h_s = 360.860\ J/kg$.

Tabela 3.2 | Propriedades do ar

Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)					
T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg × K	P_r	v_r
200	142,77	200,17	6,46260	0,2703	493,47
220	157,07	220,22	6,55812	0,3770	389,15
240	171,38	240,27	6,64535	0,5109	313,27
260	185,70	260,32	6,72562	0,6757	256,58
280	200,02	280,39	6,79998	0,8756	213,26
290	207,02	290,43	6,83521	0,9899	195,36
298,15	213,04	298,62	6,86305	1,0907	182,29
300	214,36	300,47	6,86926	1,1146	179,49
320	228,73	320,58	6,93413	1,3972	152,73
340	243,11	340,70	6,99515	1,7281	131,20
360	257,53	360,86	7,05276	2,1123	113,65
380	271,99	381,06	7,10735	2,5548	99,188
400	286,49	401,30	7,15926	3,0612	87,137
420	301,04	421,59	7,20875	3,6373	77,003

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 563).

Para essas condições, podemos admitir o ar como gás ideal e, sendo $R_{ar} = 287\ J/kg \cdot K$, temos que:

$$p_e \upsilon_e = RT_e$$

$$\upsilon_e = \frac{RT_e}{p_e} = \frac{287 \cdot 298{,}15}{100.000} = 0{,}8557\ m^3\ /\ kg$$

Calculando a área da seção transversal na entrada e substituindo no cálculo da vazão:

$$A_e = \frac{\pi d_e^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}07^2}{4} = 0{,}00385\ m^2$$

$$\dot{m} = \frac{A_e v_e}{\upsilon_e} = \frac{0{,}00385 \cdot 3{,}5}{0{,}8557} = 0{,}0157\ kg/s$$

Assim:

$$Q_{vc} = \dot{m}\left(h_s - h_e + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2}\right) = 0{,}0157 \cdot \left(360.860 - 298.620 + \frac{8{,}1^2 - 3{,}5^2}{2}\right)$$

$$\dot{Q}_{vc} = 0{,}0157 \cdot (62.240 + 26{,}7) = 978\ W$$

Note as proporções entre a variação da entalpia e a variação da energia cinética.

Assim, para o correto dimensionamento das partes elétricas e como informação para constar nos dados técnicos do produto, a potência elétrica consumida por esse novo modelo de secador de cabelos é de $978\ W$.

Faça valer a pena

1. Um sistema termodinâmico no qual massa cruza a sua fronteira é chamado de _____. Para esses sistemas, dois pilares da termodinâmica são o _____, também chamado de _____, e o _____, que expressa a conservação de _____, a qual não pode ser criada e nem destruída, apenas transformada.

Qual alternativa a seguir traz as palavras que completam as lacunas do texto-base na ordem correta?

a) Volume de controle; balanço de volume; equação da continuidade; balanço de massa; energia.
b) Sistema fechado; balanço de massa; equação da continuidade; balanço de energia; energia.
c) Volume de controle; balanço de energia; equação da continuidade; balanço de massa; massa.
d) Sistema fechado; balanço de energia; equação do trabalho; balanço de massa; massa.
e) Volume de controle; balanço de massa; equação da continuidade; balanço de energia; energia.

2. Um engenheiro afirma ter desenvolvido um método para dissolução do óleo de cozinha misturado à água, no qual ao final do processo obtêm-se açúcares completamente dissolvidos e incorporados à água. O processo ocorre em um reator químico completamente fechado, onde não são gerados gases ou sólidos, a temperatura permanece constante e o sistema opera de forma contínua, ou seja, em regime permanente. Para cada $1\ kg$ de óleo de cozinha misturado em $100\ kg$ de água, é adicionado 1 litro de um produto químico líquido, obtendo-se $101\ kg$ de água com levíssimo teor de açúcar.

Tendo como base somente as informações descritas no texto-base e a lei de conservação da massa, analise as afirmações a seguir e escolha a afirmação correta.

a) O método desenvolvido respeita a lei de conservação da massa.
b) O método desenvolvido está em desacordo com a lei de conservação da massa, pois massa está sendo criada.
c) O método desenvolvido está em desacordo com a lei de conservação da massa, pois massa está sendo destruída.
d) Como o produto adicionado foi especificado em volume, não é possível realizar um parecer sobre a lei de conservação da massa.
e) A lei de conservação da massa não se aplica à situação em questão.

3. A temperatura ideal para tomar um banho, de forma a eliminar as impurezas ambientais e as impurezas da nossa pele, é de $44\ ^{o}C$. Para uma cidade brasileira, durante o inverno, a temperatura da água ambiente é de $20\ ^{o}C$ e a vazão média de um chuveiro é $3\ l/min$, que corresponde a uma vazão mássica média de $0{,}04985\ kg/s$. A entalpia da água, para as temperaturas de $20\ ^{o}C$ e $44\ ^{o}C$, é de, respectivamente, $83{,}94\ kJ/kg \cdot K$ e $184{,}23\ kJ/kg \cdot K$.

Qual deverá ser a potência mínima de um chuveiro elétrico comercial para atingir a temperatura ideal a fim de eliminar as impurezas ambientais e as da nossa pele no inverno?

a) $4.400\ W$.
b) $5.000\ W$.
c) $5.500\ W$.
d) $6.000\ W$.
e) $6.600\ W$.

Seção 3.2

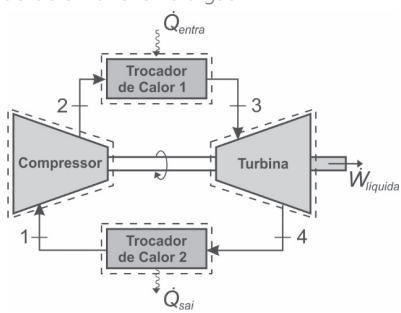
Análise de volumes de controle

Diálogo aberto

Caro aluno, que facilidade a energia elétrica traz em nossas vidas. E não só para nossas residências, mas principalmente para o funcionamento das indústrias, do agronegócio, do comércio e de outras atividades. Assim, sem energia elétrica não há desenvolvimento. Você já parou para pensar como essa energia é produzida nas hidrelétricas, nos aerogeradores, nas turbinas a vapor que são acopladas aos geradores nas usinas sucroalcooleiras? Nesta seção, estudaremos volumes de controle em regime permanente, com aplicação em turbinas, compressores, trocadores de calor e outros dispositivos que têm aplicação direta nesses exemplos citados.

Para que possamos colocar esses conceitos em prática, conhecendo e compreendendo como aplicar um balanço de massa e um balanço de energia a um sistema, imagine que você trabalha como engenheiro em uma indústria fabricante de turbinas a gás para diversos segmentos de transporte e está desenvolvendo um novo projeto, no qual as turbinas serão destinadas às embarcações que fazem o transporte de soja nos estados do norte e centro-oeste brasileiro. O intuito dessa fase inicial do projeto é levantar dados prévios para uma análise de desempenho do ciclo mostrado na Figura 3.10, que ilustra os componentes desse sistema.

Figura 3.10 | Ilustração de uma turbina a gás



Fonte: elaborada pelo autor.

Você já havia determinado corretamente que, a partir de um balanço de energia para o ciclo, a potência líquida disponibilizada no eixo da turbina é dada por $\dot{W}_{líquida} = \dot{Q}_{entra} + \dot{Q}_{sai}$. Nesta fase do projeto, você irá relacionar e determinar esses fluxos de energia a partir das propriedades termodinâmicas do ar em cada um dos dispositivos, que são a turbina, o compressor e os dois trocadores de calor, e além disso irá calcular a potência líquida na turbina. Nesse sentido, quais são as particularidades do balanço de energia em cada um desses dispositivos? O que considerar? Consultando os requisitos de projeto, você constata que a vazão é de $1,2\ m^3/s$ e as pressões e as temperaturas de trabalho são fixadas em: $p_1 = p_4 = 1\ bar$; $T_1 = 300\ K$; $p_2 = p_3 = 10\ bar$; $T_2 = 580\ K$; $T_3 = 1.400\ K$ e; $T_4 = 780\ K$.

Essas questões serão abordadas a seguir, e você compreenderá como aplicar os balanços da taxa de massa e de energia para regime permanente a um volume de controle e irá utilizar a equação da vazão mássica, aplicadas a bocais, difusores, turbinas, bombas e compressores, trocadores de calor, além de compreender como equacionar um problema em regime transiente

Aguce o seu raciocínio crítico e conheça e compreenda os conceitos que serão desenvolvidos a seguir.

Bons estudos!

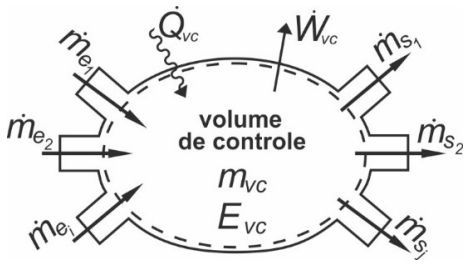
Não pode faltar

Análise de volumes de controle em regime permanente

Prezado aluno, nesta seção iremos fazer uma análise geral dos balanços de massa e de energia para volumes de controle a fim de aplicá-la em várias situações práticas presentes nas instalações industriais.

A Figura 3.11 ilustra um volume de controle com várias entradas e saídas, no qual $\dot{Q}_{vc}$ representa o fluxo de calor líquido que cruza a fronteira; $\dot{W}_{vc}$ é a potência líquida relativa a efeitos mecânicos (eixos girantes), elétricos, deslocamentos de fronteira e outros que cruzam a fronteira; E_{vc} é a energia presente no volume de controle em um determinado instante t; m_{vc} é a massa presente no volume de controle nesse mesmo instante t e; $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ são as vazões mássicas (ou fluxos de massa) nas entradas e nas saídas do volume de controle.

Figura 3.11 | Volume de controle para várias entradas e saídas



Fonte: elaborada pelo autor.

Aplicando um balanço de massa ao volume de controle, para múltiplas entradas e saídas, considerando que em regime permanente $dm_{vc}/dt = 0$, temos:

$$\frac{dm_{vc}}{dt}^{0} = \sum_{e} \dot{m}_e - \sum_{s} \dot{m}_s$$

Ou seja,

$$\sum_{e} \dot{m}_e = \sum_{s} \dot{m}_s$$

Para uma entrada e uma saída, o balanço de massa resulta em:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} = \frac{AV}{\upsilon}$$

Em que AV é a vazão volumétrica e υ o volume específico.

Aplicando agora um balanço de energia em regime permanente, para múltiplas entradas e saídas, no qual o termo $dE_{vc}/dt = 0$, temos:

$$\frac{dE_{vc}}{dt}^{0} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{e} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_{s} \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right)$$

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{e} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_{s} \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right)$$

Analogamente, para uma entrada e uma saída:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m} \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m} \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right)$$

Outra forma de apresentar a equação acima é dividir os termos por $\dot{m}$, resultando em:

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + \frac{\dot{m}\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right)}{\dot{m}} - \frac{\dot{m}\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)}{\dot{m}}$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + \frac{\cancel{\dot{m}}\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right)}{\cancel{\dot{m}}} - \frac{\cancel{\dot{m}}\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)}{\cancel{\dot{m}}}$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e - h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + (h_e - h_s) + \frac{(V_e^2 - V_s^2)}{2} + g(z_e - z_s)$$

Nessa equação, $\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = q_{vc}$ é o calor líquido por unidade de massa e $\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = w_{vc}$ é o trabalho líquido por unidade de massa, que cruzam a fronteira do volume de controle. Substituindo na equação, temos:

$$0 = q_{vc} - w_{vc} + (h_e - h_s) + \frac{(V_e^2 - V_s^2)}{2} + g(z_e - z_s)$$

Observando a equação apresentada, pode-se concluir que a diferença entre as energias que entram e que saem do volume de controle devido ao fluxo de massa, e que são representadas pelas variações da entalpia e energias cinética e potencial gravitacional, é igual ao fluxo de energia líquida que cruza a fronteira do sistema, nas formas de calor e trabalho, por unidade de massa.

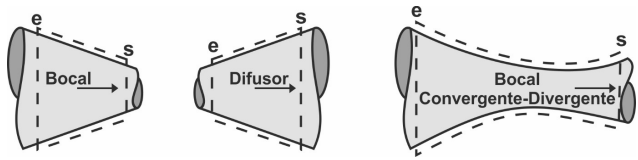
Assimile

Para inúmeras situações práticas, o termo $\dot{Q}_{vc}$, que representa o fluxo de calor perdido para a vizinhança, pode ser desprezado desde que a superfície externa do sistema possua um excelente isolamento térmico; ou quando a área de troca de calor com a vizinhança seja pequena; ou quando a temperatura externa do sistema e da vizinhança seja próxima; ou quando o fluido que passa pelo sistema possua uma alta vazão, não havendo tempo suficiente para troca de calor com a vizinhança.

Bocais e difusores

Bocais e difusores são dutos com área de seção transversal variável. Considerando o sentido do escoamento, quando a velocidade do fluido aumenta ao atravessar o duto, temos os chamados **bocais**, e, de uma maneira inversa, quando essa velocidade diminui, temos os chamados **difusores**. Quando os dois sistemas são combinados, temos o **bocal convergente-divergente**. Exemplos de uso do cotidiano de bocais são as saídas de água das lavadoras de alta pressão e dos esguichos de jardim. A Figura 3.12 ilustra esses dispositivos.

Figura 3.12 | Ilustração de bocal e difusor



Fonte: elaborada pelo autor.

Em um bocal, à medida que a área da seção transversal diminui, a pressão também diminui e a velocidade do fluido aumenta. Para um difusor, ocorre exatamente o oposto. Aplicando o balanço de energia em regime permanente, desenvolvido acima, temos:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_e - h_s) + \frac{(V_e^2 - V_s^2)}{2} + g(z_e - z_s)\right]$$

Como não ocorre trabalho do volume de controle (eixos girando, elétrico ou outros), temos que $\dot{W}_{vc} = 0$. A variação de energia potencial gravitacional, por ser muito pequena, também pode ser desprezada, o que resulta em:

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}\left[(h_e - h_s) + \frac{(V_e^2 - V_s^2)}{2}\right]$$

Para esses dispositivos, $\dot{Q}_{vc}$ representa o fluxo de calor perdido pelo bocal ou difusor para a vizinhança. Moran et al. (2018, p. 145) referem-se a esse termo como *transferência de calor inevitável*. Normalmente, esse valor é bem menor que a variação da entalpia e, assim sendo, pode ser desprezado para a maioria dos casos, ou seja:

$$(h_e - h_s) = \frac{(V_s^2 - V_e^2)}{2}$$

Portanto, nesses dispositivos, a variação da entalpia corresponde à variação da energia cinética.

Exemplificando

Uma indústria alimentícia possui um vaso de pressão disposto horizontalmente, por onde escoa $1,5\ kg/s$ de vapor d'água em regime permanente, com velocidade de $12\ m/s$, à pressão de $30\ bar$ e temperatura de $400\ °C$. Esse vaso de pressão está conectado a um bocal convergente, também disposto horizontalmente, cuja saída possui pressão de $10\ bar$ e velocidade de $500\ m/s$. Por ser um processo muito rápido e devido à temperatura da superfície do bocal ser próxima à do ambiente, a perda de calor pelo bocal é desprezível. Determine a área na saída do bocal e a temperatura de saída do vapor para que essas condições sejam satisfeitas.

Resolução:

A equação da vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \frac{A_s V_s}{\upsilon_s}$$

Portanto:

$$A_s = \frac{\dot{m} \cdot \upsilon_s}{V_s}$$

Assim, necessitamos determinar o volume específico na saída do bocal. Para isso, duas propriedades independentes do vapor d'água devem ser conhecidas para determinarmos esse volume específico.

Aplicando um balanço de energia ao bocal, temos:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_e - h_s) + \frac{(V_e^2 - V_s^2)}{2} + g(z_e - z_s)\right]$$

Do exposto no texto-base, como o bocal está disposto horizontalmente, $z_e - z_s = 0$, e como a perda de calor pelo bocal é desprezível, temos que $\dot{Q}_{vc} = 0$. Assim, lembrando que para um bocal $\dot{W}_{vc} = 0$ e considerando as simplificações apresentadas, temos:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{\,0} - \cancel{\dot{W}_{vc}}^{\,0} + \dot{m}\left[(h_e - h_s) + \frac{(V_e^2 - V_s^2)}{2} + g(\cancel{z_e - z_s}^{\,0})\right]$$

$$(h_e - h_s) = \frac{(V_s^2 - V_e^2)}{2}$$

$$h_s = h_e - \frac{(V_s^2 - V_e^2)}{2}$$

A Tabela 3.3 exibe as propriedades para o vapor d'água superaquecido.

Tabela 3.3 | Tabelas de vapor para vapor d'água superaquecido

Vapor d'água superaquecido								
T	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
	P = 1000 kPa (179,91)				P = 3000 kPa (233,90)			
Sat.	0,19444	2583,64	2778,08	6,5864	0,06668	2604,10	2804,14	6,1869
200	0,20596	2621,90	2827,86	6,6939	0,07058	2644,00	2855,75	6,2871
250	0,23268	2709,91	2942,59	6,9246	0,08114	2750,05	2993,48	6,5389
300	0,25794	2793,21	3051,15	7,1228	0,09053	2843,66	3115,25	6,7427
350	0,28247	2875,18	3157,65	7,3010	0,09936	2932,75	3230,82	6,9211
400	0,30659	2957,29	3263,88	7,4650	0,10787	3020,38	3344,00	7,0833
500	0,35411	3124,34	3478,44	7,7621	0,11619	3107,92	3456,48	7,2337
600	0,40109	3296,76	3697,85	8,0289	0,13243	3285,03	3682,34	7,5084

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 581).

Para $p_e = 30\ bar = 3.000\ kPa$ e temperatura de $400\ °C$, temos que $h_e = 3344,00\ kJ/kg$. Assim, lembrando que a variação de energia cinética para velocidade em $[m/s]$ é expressa em $[J/kg]$, temos:

$$h_s = 3.344.000 - \frac{(500^2 - 12^2)}{2} = 3.219.072\ J/kg = 3.219,07\ kJ/kg$$

Consultando a Tabela 3.3 para $p_s = 10\ bar = 1.000\ kPa$ e entalpia específica $h_s = 3.219,07\ kJ/kg$ e interpolando entre $350\ °C$ e $400\ °C$, temos que $T_s = 378,9°C$ e $\upsilon_s = 0,29642\ m^3/kg$.

Finalmente, podemos calcular a área de saída:

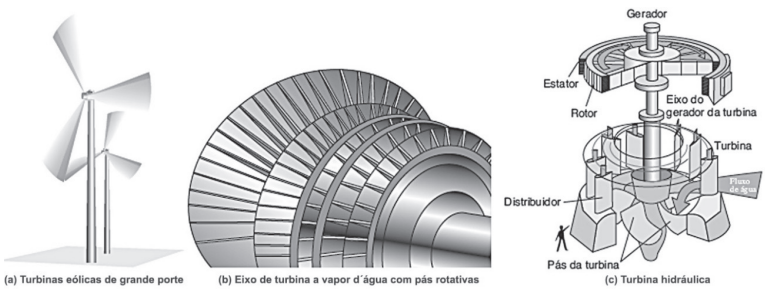
$$A_s = \frac{\dot{m} \cdot \upsilon_s}{V_s} = \frac{1,5 \cdot 0,29642}{500} = 0,000889\ m^2$$

Assim, para que as condições especificadas sejam satisfeitas, a área de saída deverá ser de $0,000889\ m^2$, para uma temperatura do vapor de $378,9\ °C$.

Turbinas

Uma **turbina** é uma máquina que converte energia cinética em mecânica, através da passagem de um fluido pelas suas partes, provocando um movimento rotativo na turbina e disponibilizando trabalho (ou potência) no eixo, como mostra a Figura 3.13, que exemplifica alguns tipos de turbinas. As turbinas são muito importantes para geração de energia elétrica, por exemplo: as turbinas hidráulicas da Usina Hidrelétrica de Itaipu, as turbinas a vapor das usinas sucroalcooleiras, os aerogeradores das usinas eólicas, todas provenientes de fontes renováveis de energia.

Figura 3.13 | Ilustração de turbinas



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 154).

Exemplificando

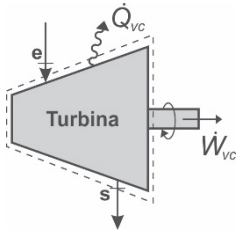
Uma turbina a vapor é alimentada com $2,0\ kg/s$ de vapor d'água à pressão de $6\ MPa$, temperatura de $500\ °C$ e velocidade de $40\ m/s$. Vapor saturado deixa a turbina a $100\ kPa$ e velocidade de $100\ m/s$. As cotas verticais, em relação ao piso, da entrada e da saída da turbina são $6\ m$ e $3\ m$, respectivamente. As perdas de calor para o ambiente são estimadas em 4% da potência da turbina. Determinar a potência disponível no eixo da turbina. Adotar $g = 10\ m/s^2$.

Resolução:

Vamos aplicar um balanço de energia para a turbina, ilustrada na Figura 3.14, considerando todos os termos:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_e - h_s) + \frac{(V_e^2 - V_s^2)}{2} + g(z_e - z_s)\right]$$

Figura 3.14 | Ilustração da turbina a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Consultando a Tabela 3.4 para determinar as entalpias, obtém-se $h_e = 3.422,12\ kJ/kg$ e $h_s = 2.675,46\ kJ/kg$.

Tabela 3.4 | Tabelas de vapor para a água

Vapor d'água superaquecido

T	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
	P = 100 kPa (99,62)			
Sat.	1,69400	2506,06	2675,46	7,3593
50	-	-	-	-
100	-	-	-	-
150	1,93636	2582,75	2776,38	7,6133
200	2,17226	2658,05	2875,27	7,8342
250	2,40604	2733,73	2974,33	8,0332
300	2,63876	2810,41	3074,28	8,2157
400	3,10263	2967,85	3278,11	8,5434
500	3,56547	3131,54	3488,09	8,8341
600	4,02781	3301,94	3704,72	9,0975
700	4,48986	3479,24	3928,23	9,3398

T	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
	P = 6000 kPa (275,64)			
Sat.	0,03244	2589,69	2784,33	5,8891
300	0,03616	2667,22	2884,19	6,0673
350	0,04223	2789,61	3042,97	6,3334
400	0,04739	2892,81	3177,17	6,5407
450	0,05214	2988,90	3301,76	6,7192
500	0,05665	3082,20	3422,12	6,8802
550	0,06101	3174,57	3540,62	7,0287
600	0,06525	3266,89	3658,40	7,1676
700	0,07352	3453,15	3894,28	7,4234
800	0,08160	3643,12	4132,74	7,6566
900	0,08958	3837,84	4375,29	7,8727

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 580 e 582).

Sendo $\dot{Q}_{vc} = 0,04 \cdot \dot{W}_{vc}$, substituindo os valores:

$$0 = 0,04\dot{W}_{vc} - \dot{W}_{vc} + 2,0\left[(3422120 - 2675460) + \frac{(100^2 - 40^2)}{2} + 10(6-3)\right]$$

$$0,96 \cdot \dot{W}_{vc} = 2,0\left[746.660 + 4.200 + 30\right]$$

Portanto:

$$\dot{W}_{vc} = 1.564.354\ W$$

Observando os termos acima, nota-se que a variação de entalpia corresponde a **99,4%** da potência da turbina, ou seja, as variações de energias cinética e potencial gravitacional podem ser desprezadas sem alteração significativa no resultado.

Assim, para as condições especificadas, a potência disponível no eixo da turbina a vapor é de **1.564 kW** ou, aproximadamente, **2.100 HP**.

Em geral, as variações de energias cinética e potencial gravitacional são desprezíveis, e a potência que uma turbina disponibiliza pode ser expressa como:

$$\dot{W}_{vc} = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}(h_e - h_s)$$

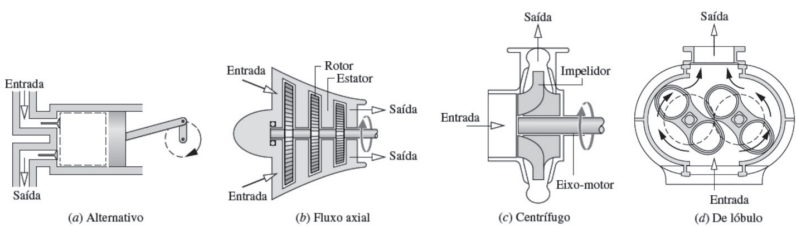
Caso as perdas de calor também sejam desprezíveis, temos:

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}(h_e - h_s)$$

Compressores, bombas, trocadores de calor

Ao contrário das turbinas, os **compressores** e as **bombas** são máquinas que convertem trabalho (ou potência) em aumento de pressão nos fluidos que por eles escoam. Quando esse fluido é um gás, utiliza-se o termo **compressor**. A Figura 3.15 ilustra alguns tipos de compressores.

Figura 3.15 | Ilustração de compressores



Fonte: Moran et al. (2018, p. 150).

Quando é um líquido, utilizamos o termo **bomba**. A Figura 3.16 ilustra alguns tipos de bombas.

Nesses casos, potência deve ser fornecida à bomba ou ao compressor. Esses são equipamentos utilizados em larga escala nas indústrias e nas residências, como o compressor da geladeira e a bomba d'água da máquina de lavar roupas.

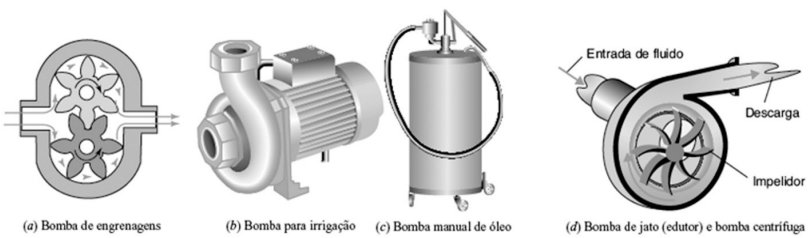
Reflita

Água líquida é bombeada à temperatura de $20\ °C$ e pressão de $300\ kPa$. Ao fazer um balanço de energia, será necessário o valor da entalpia da água líquida no estado citado. Para obter esse valor, você consultaria a tabela termodinâmica para líquido saturado em função da temperatura ($20\ °C$) ou em função da pressão ($300\ kPa$)?

A partir de uma análise similar à feita para a turbina, o principal efeito causado pela potência fornecida à bomba ou ao compressor é a variação da entalpia, ou seja:

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}(h_e - h_s)$$

Figura 3.16 | Ilustração de bombas



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 154).

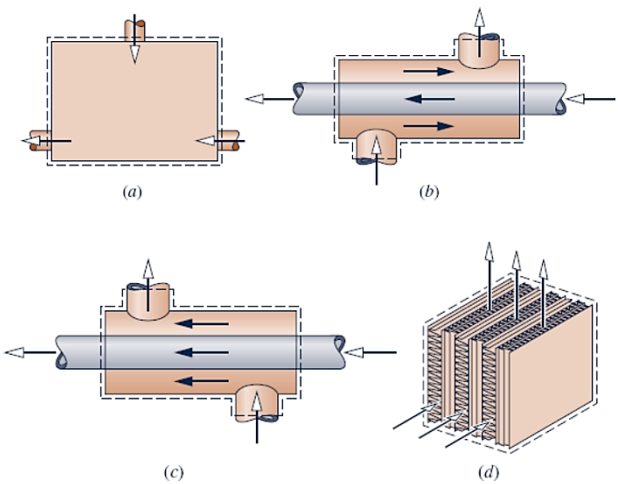
Trocadores de calor são dispositivos destinados a refrigerar ou aquecer um sistema e também tem inúmeras aplicações industriais e residenciais. Por exemplo, o radiador dos automóveis tem a função de refrigerar a água que circula pela carcaça do motor, e os trocadores de calor industriais refrigeram a água proveniente de um processo de fabricação.

Pesquise mais

Aprofunde o seu conhecimento sobre trocadores de calor consultando o Capítulo 11, *Trocadores de calor*, do livro do Incropera et al (2017, p. 452 a 461), no qual são abordados com mais profundidade os tipos de trocadores de calor e outros métodos de solução.

A Figura 3.17 ilustra alguns tipos de trocadores de calor. Em 3.17(a), os fluxos de massa quente e fria se misturam diretamente. Nas ilustrações mostradas na Figuras 3.17(b), 3.17(c) e 3.17(d), aparecem trocadores de calor conhecidos como recuperadores. Nas Figuras 3.17(b) e 3.17(c) são ilustrados trocadores de calor tipo tubo duplo (ou casco tubo), com fluxo em contracorrente e em paralelo, respectivamente. A Figura 3.17(d) ilustra um trocador de calor com escoamento cruzado.

Figura 3.17 | Ilustração dos tipos de trocadores de calor



Fonte: adaptada de Moran et al. (2018, p. 155).

Considerando as ilustrações da Figura 3.17, vamos aplicar um balanço de massa e de energia, em regime permanente, para os trocadores de calor, lembrando que $dm_{vc}/dt = 0$ e $dE_{vc}/dt = 0$:

$$\cancel{\frac{dm_{vc}}{dt}}^{\,0} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

Portanto:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$$

E:

$$\cancel{\frac{dE_{vc}}{dt}}^{\,0} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g z_s \right)$$

Em geral, as variações de energias cinéticas e potencial gravitacional para um trocador de calor são desprezíveis em relação à variação de entalpia específica, sendo, portanto, desprezadas. Assim, como num trocador de calor $\dot{W}_{vc} = 0$, temos:

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \sum_{e} \dot{m}_e h_e - \sum_{s} \dot{m}_s h_s$$

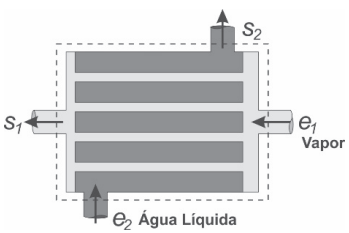
Se as perdas de calor para a vizinhança forem muito pequenas, essas poderão também ser consideradas desprezíveis, e a equação resulta em:

$$\sum_{e} \dot{m}_e h_e = \sum_{s} \dot{m}_s h_s$$

Exemplificando

Um trocador de calor recebe $3\ kg/s$ de vapor d'água saturado à pressão de $2\ bar$ que deve sair do equipamento como líquido saturado na mesma pressão. Para resfriar o vapor, a água líquida a $30\ ^{o}C$ e a pressão de $2\ bar$ entram no trocador e saem como líquido saturado na mesma pressão. A Figura 3.18 ilustra o trocador de calor. Desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional e as perdas de calor do trocador para o ambiente, qual deverá ser a vazão da água líquida de resfriamento?

Figura 3.18 | Ilustração do trocador de calor



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução:

Aplicando um balanço de energia, em regime permanente, para múltiplas entradas e saídas para o trocador de calor, de acordo com o ilustrado na Figura 3.18, e lembrando que não há trabalho atravessando a fronteira do volume de controle, temos que:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{0} - \cancel{\dot{W}_{vc}}^{0} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s + \cancel{\left[\sum_e \left(\frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum_s \left(\frac{V_s^2}{2} + g z_s \right) \right]}^{0}$$

$$0 = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s = (\dot{m}_{e1} h_{e1} + \dot{m}_{e2} h_{e2}) - (\dot{m}_{s1} h_{s1} + \dot{m}_{s2} h_{s2})$$

Do balanço de massa para o vapor (fluido 1) e para água líquida (fluido 2), obtemos:

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_{s1} = \dot{m}_1 = 3 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_{s2} = \dot{m}_2$$

Substituindo:

$$(\dot{m}_1 h_{e1} + \dot{m}_2 h_{e2}) - (\dot{m}_1 h_{s1} + \dot{m}_2 h_{s2}) = 0$$

$$\dot{m}_1 (h_{e1} - h_{s1}) + \dot{m}_2 (h_{e2} - h_{s2}) = 0$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 (h_{e1} - h_{s1})}{(h_{s2} - h_{e2})}$$

Consultando as tabelas de vapor para a água saturada, em função da pressão e da temperatura, mostradas na Tabela 3.5, lembrando que $2 \text{ bar} = 200 \text{ kPa}$, obtemos:

$$h_{e1} = 2.706{,}63 \text{ kJ/kg} \; ; \; h_{s1} = 504{,}68 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{e2} = 125{,}77 \text{ kJ/kg} \; ; \; h_{s2} = 504{,}68 \text{ kJ/kg}$$

Tabela 3.5 | Tabela de vapor para a água

Água saturada: tabela em função da pressão					Água saturada: tabela em função da temperatura				
		Entalpia (kJ/kg)					Entalpia (kJ/kg)		
Pressão kPa	Temp. °C	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Temp. °C	Pressão kPa	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
P	T	h_l	h_{lv}	h_v	T	P	h_l	h_{lv}	h_v
100	99,62	417,44	2258,02	2675,46	15	1,705	62,98	2465,93	2528,91
125	105,99	444,30	2241,05	2685,35	20	2,339	83,94	2454,12	2538,06
150	111,37	467,08	2226,46	2693,54	25	3,169	104,87	2442,30	2547,17
175	116,06	486,97	2213,57	2700,53	30	4,246	125,77	2430,48	2556,25
200	120,23	504,68	2201,96	2706,63	35	5,628	146,66	2418,62	2565,28

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 576 e 578).

Substituindo:

$$\dot{m}_2 = \frac{2 \cdot (2.706{,}63 - 504{,}68)}{(504{,}68 - 125{,}77)} = 11{,}62 \ kg/s$$

Assim, para que as condições especificadas sejam obedecidas, são necessários $11{,}62 \ kg/s$ de água líquida entrando a $30 \ ^{\circ}C$ e pressão de $2 \ bar$ no trocador de calor.

Análise transiente

A análise transiente é útil para o estudo do início ou do final de operação de turbinas, compressores, bombas e outros dispositivos, como os vistos nesta seção. Pode também ser necessário fazer uma análise transiente quando um sistema, em regime permanente, passa para um outro estágio de operação, até que um novo regime permanente seja obtido. Assim, a análise transiente é adequada quando o estado em um determinado ponto do volume de controle varia com o tempo.

O balanço de massa para diversas entradas e saídas, do instante inicial da análise até o instante t, é dado por:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

$$\int_0^t \left(\frac{dm_{vc}}{dt} \right) dt = \int_0^t \sum_e \dot{m}_e dt - \int_0^t \sum_s \dot{m}_s dt = \sum_e \int_0^t \dot{m}_e dt - \sum_s \int_0^t \dot{m}_s dt$$

O termo $\int_0^t \dot{m}_e dt$ corresponde à massa total que passou por uma entrada do volume de controle, m_e, e $\int_0^t \dot{m}_s dt$ corresponde à massa total que passou por uma saída, m_s. Assim:

$$m_{vc}(t) - m_{vc}(0) = \sum_e m_e - \sum_s m_s$$

Da mesma maneira, fazendo um balanço de energia, em regime transiente, para um volume de controle, desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional, temos que:

$$U_{vc}(t) - U_{vc}(0) = Q_{vc} - W_{vc} + \sum_e \left(\int_0^t \dot{m}_e h_e dt \right) - \sum_s \left(\int_0^t \dot{m}_s h_s dt \right)$$

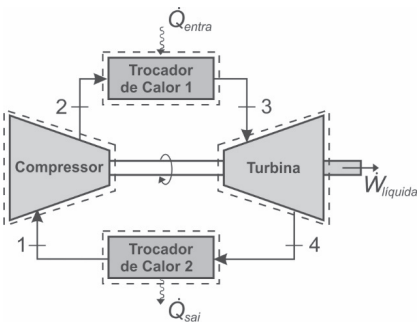
$$U_{vc}(t) - U_{vc}(0) = Q_{vc} - W_{vc} + \sum_{e}(m_e h_e) - \sum_{s}(m_s h_s)$$

Em que m_e corresponde à massa que passou por uma entrada, e m_s à massa que passou por uma saída, entre os instantes 0 e t.

Sem medo de errar

Relembrando, você trabalha como engenheiro em uma indústria fabricante de turbinas a gás para diversos segmentos de transporte que está desenvolvendo um novo projeto, em que as turbinas serão destinadas a embarcações que fazem o transporte de soja nos estados do centro-oeste brasileiro. O intuito dessa fase inicial do projeto é levantar dados prévios para uma análise de desempenho do ciclo mostrado na Figura 3.10, que ilustra os componentes desse sistema.

Figura 3.10 | Ilustração de uma turbina a gás



Fonte: elaborada pelo autor.

Nesta fase do projeto, você irá relacionar e determinar os fluxos de energia a partir das propriedades termodinâmicas do ar em cada um dos dispositivos, que são a turbina, o compressor e os dois trocadores de calor, e além disso irá calcular a potência líquida na turbina. Nesse sentido, quais são as particularidades do balanço de energia em cada um desses dispositivos? O que considerar?

Consultando os requisitos de projeto, você constata que a vazão é de $1,2\ m^3/s$ e as pressões e as temperaturas de trabalho são fixadas em: $p_1 = p_4 = 1\ bar$; $T_1 = 300\ K$; $p_2 = p_3 = 10\ bar$; $T_2 = 580\ K$; $T_3 = 1.400\ K$ e; $T_4 = 780\ K$.

Resolução:

Considerando os quatro volumes de controle do ciclo ilustrados na Figura 3.10, para cada volume de controle há uma entrada e uma saída. Assim, os balanços de massa e de energia em regime permanente são dados por:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} = \frac{AV}{\upsilon}$$

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$$

Desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional, por serem bem menores que as variações de entalpia, o balanço de energia resulta em:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_e - h_s)$$

A determinação do volume específico do ar pode ser feita considerando o modelo de gás ideal. Sendo $R_{ar} = 287\ kJ/kg \cdot K$, $p_1 = 1\ bar = 100\ kPa$, $T_1 = 300\ K$, temos:

$$\upsilon_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 300}{100.000} = 0{,}8610\ m^3/kg$$

Sendo a vazão volumétrica $AV = 1{,}2\ m^3/s$, a vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \frac{AV}{\upsilon} = \frac{1{,}2}{0{,}861} = 1{,}394\ kg/s$$

Consideraremos desprezíveis os fluxos de calor perdido para a vizinhança nos componentes e nas interligações desses componentes.

Análise no trocador de calor

No trocador de calor, não há trabalho realizado pelo volume de controle, portanto:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \cancelto{0}{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}(h_e - h_s)$$

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}(h_s - h_e)$$

O fluxo de calor entrando no trocador é dado por:

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

Fluxo de calor saindo do trocador é dado por:

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Análise no compressor e na turbina

Como foram desprezados os fluxos de calor perdidos para a vizinhança:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{0} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_e - h_s)$$

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}(h_e - h_s)$$

A potência no compressor é dada por:

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

A potência líquida na turbina é dada por:

$$\dot{W}_{líquida} + \dot{W}_{compressor} = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_{líquida} = \dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{W}_{compressor}$$

Assim, precisaremos obter os valores das entalpias nos quatro pontos considerados. A Tabela 3.6 exibe os valores de entalpia para o ar.

Tabela 3.6 | Propriedades do ar

Propriedades do Ar							
T [K]	h [kJ/kg]		T [K]	h [kJ/kg]		T [K]	h [kJ/kg]
200	200,17		460	462,34		760	778,46
220	220,22		480	482,81		780	800,28
240	240,27		500	503,36		800	822,20
260	260,32		520	523,98		850	877,40
280	280,39		540	544,69		900	933,15
290	290,43		560	565,47		950	989,44
298,15	298,62		580	586,35		1000	1046,22
300	300,47		600	607,32		1050	1103,48
320	320,58		620	628,38		1100	1161,18
340	340,70		640	649,53		1150	1219,30
360	360,86		660	670,78		1200	1277,81
380	381,06		680	692,12		1250	1336,68
400	401,30		700	713,56		1300	1395,89
420	421,59		720	735,10		1350	1455,43
440	441,94		740	756,73		1400	1515,27

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 563-564).

Portanto, temos que:

$$T_1 = 300\ K \rightarrow \quad h_1 = 300,47\ kJ/kg$$

$$T_2 = 580\ K \rightarrow \quad h_2 = 586,35\ kJ/kg$$

$$T_3 = 1.400\ K \rightarrow \quad h_3 = 1.515,27\ kJ/kg$$

$$T_4 = 780\ K \rightarrow \quad h_4 = 800,28\ kJ/kg$$

Assim, lembrando que potência efetuada pelo volume de controle é positiva, os fluxos de calor e as potências serão:

Fluxo de calor entrando no trocador:

$$\dot{Q}_{entra} = 1,394 \cdot (1.515,27 - 586,35) = 1.294,91\ kW$$

Fluxo de calor saindo do trocador:

$$\dot{Q}_{sai} = 1,394 \cdot (300,47 - 800,28) = -696,74\ kW$$

Potência no compressor:

$$\dot{W}_{compressor} = 1,394 \cdot (300,47 - 586,35) = -398,52\ kW$$

Potência líquida na turbina:

$$\dot{W}_{líquida} = 1,394 \cdot (1.515,27 - 800,28) - 398,52 = 598,18\ kW$$

Assim, considerando desprezíveis as variações de energias cinética e potencial gravitacional, foram determinados os valores dos fluxos de calor que entram e saem do ciclo, sendo $1.294,91\ kW$ e $696,74\ kW$, respectivamente. A potência líquida disponibilizada no eixo da turbina é de $598,18\ kW$.

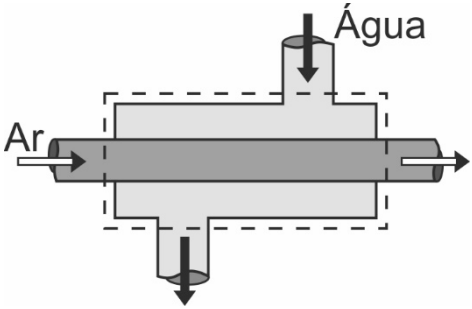
Avançando na prática

Projeto de um trocador de calor

Descrição da situação-problema

Uma indústria de cosméticos instalou um novo sistema ar comprimido, destinado à linha de produção de batons. Você é o engenheiro responsável da empresa e recebe a reclamação de que, devido à temperatura do ar estar um pouco alta, a $80\ °C$, o acabamento do produto não está sendo satisfatório. Como a vazão mássica do ar é de $2\ kg/s$, em uma situação normal de operação, a temperatura deveria ser de $25\ °C$. Assim, como solução rápida para esse problema, você decide colocar um trocador de calor do tipo tubo duplo em contracorrente, ilustrado na Figura 3.19, que será alimentado por água líquida a $20\ °C$, cuja tubulação está próxima ao compressor. Entretanto, o incremento máximo de temperatura não deverá exceder $10\ °C$. Para a seleção da bomba adequada, qual vazão mínima de água você adotaria para resolver esse problema?

Figura 3.19 | Ilustração do trocador de calor tubo duplo em contracorrente



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução da situação-problema

Admitindo regime permanente e que as perdas de calor para o ambiente são desprezíveis, assim como as variações de energias cinética e potencial gravitacional, vamos aplicar um balanço de energia para várias entradas e saídas. Portanto:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{0} - \cancel{\dot{W}_{vc}}^{0} + \sum_{e} \dot{m}_e h_e - \sum_{s} \dot{m}_s h_s + \cancel{\left[\sum_{e} \left(\frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum_{s} \left(\frac{V_s^2}{2} + g z_s \right) \right]}^{0}$$

De acordo com o balanço de massa em regime permanente, a vazão mássica de ar na entrada e saída do trocador é $\dot{m}_{ar} = 2\ kg/s$ e a da água será chamada de $\dot{m}_{água}$. Assim:

$$0 = \sum_{e} \dot{m}_e h_e - \sum_{s} \dot{m}_s h_s = (\dot{m}_{ar} h_{ar(e)} + \dot{m}_{água} h_{água(e)}) - (\dot{m}_{ar} h_{ar(s)} + \dot{m}_{água} h_{água(s)})$$

$$\dot{m}_{água} = \frac{\dot{m}_{ar} (h_{ar(s)} - h_{ar(e)})}{(h_{água(e)} - h_{água(s)})}$$

Consultando a Tabela 3.7, para as temperaturas especificadas e interpolando, pois para a temperatura de $353{,}15\ K$ será necessária uma interpolação entre os valores para $340\ °C$ e $360\ °C$, temos:

$$T_{ar(e)} = 80 + 273{,}15 = 353{,}15\ K \rightarrow \quad h_{ar(e)} = 353{,}96\ kJ/kg$$

$$T_{ar(s)} = 25 + 273{,}15 = 298{,}15\ K \rightarrow \quad h_{ar(e)} = 298{,}62\ kJ/kg$$

$$T_{água(e)} = 20°C \rightarrow \quad h_{água(e)} = 83{,}94\ kJ/kg$$

$$T_{água(s)} = 30°C \rightarrow \quad h_{água(s)} = 125{,}77\ kJ/kg$$

Tabela 3.7 | Propriedades da água saturada e do ar

Água saturada: tabela em função da temperatura						
		Volume específico (m^3/kg)		Entalpia (kJ/kg)		
Temp. °C	Pressão kPa	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_l	v_v	h_l	h_{lv}	h_v
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2465,93	2528,91
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2454,12	2538,06
25	3,169	0,001003	43,3593	104,87	2442,30	2547,17
30	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2430,48	2556,25
35	5,628	0,001006	25,2158	146,66	2418,62	2565,28

Propriedades do Ar	
T [K]	h [kJ/kg]
280	280,39
290	290,43
298,15	298,62
300	300,47
320	320,58
340	340,70
360	360,86
380	381,06

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 563 e 576).

Substituindo:

$$\dot{m}_{água} = \frac{\dot{m}_{ar}(h_{ar(s)} - h_{ar(e)})}{(h_{água(e)} - h_{água(s)})} = \frac{2 \cdot (298,62 - 353,96)}{(83,94 - 125,77)} = 2,65\ kg/s$$

Assim, para que o ar proveniente do compressor opere na temperatura recomendada e a água, utilizada para o resfriamento do ar, tenha sua temperatura elevada no máximo em $10\ °C$, a vazão mássica mínima de água deverá ser de $2,65\ kg/s$.

Faça valer a pena

1. Os balanços de massa e energia, em regime permanente, permitem o dimensionamento correto de dispositivos que são utilizados em larga escala nas indústrias. Tendo como referência esses dispositivos, analise as colunas a seguir, onde são nominados alguns dispositivos e a finalidade de utilização destes na indústria.

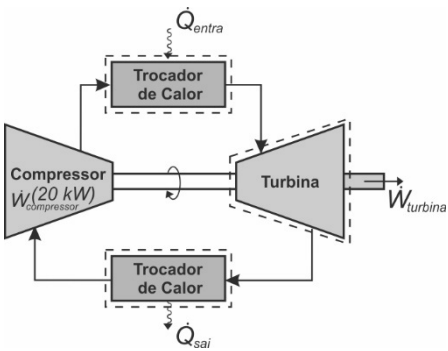
Dispositivos	Utilização
I. Bocais	A- Realizam trabalho sobre o fluido.
II. Difusores	B- Aumentam a velocidade do fluido devido à redução na área da seção transversal do escoamento.
III. Turbinas	C- Convertem a energia do fluido em energia mecânica.
IV. Bombas	D- Resfriam ou aquecem o fluido que está escoando.
V. Trocadores de calor	E- Diminuem a velocidade do fluido devido ao aumento na área da seção transversal do escoamento.

Associe os dispositivos listados na coluna à esquerda com a utilização listada na coluna da direita e escolha, dentre as opções a seguir, aquela que representa corretamente essa associação.

a) I-B; II-E; III-C; IV-A; V-D.
b) I-E; II-B; III-A; IV-C; V-D.
c) I-B; II-A; III-D; IV-E; V-C.
d) I-B; II-E; III-A; IV-C; V-D.
e) I-E; II-D; III-C; IV-A; V-B.

2. Uma turbina a gás opera em um ciclo termodinâmico, em regime permanente, conforme ilustra a Figura 3.20.

Figura 3.20 | Ilustração do ciclo de uma turbina a gás



Fonte: elaborada pelo autor.

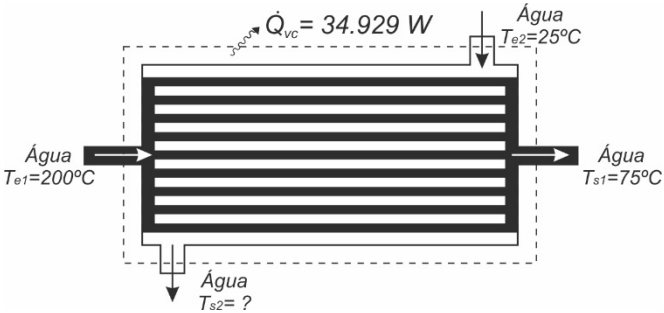
O ar entra na turbina a $1.000\ K$ e sai a $600\ K$, com uma vazão mássica de $2\ kg/s$. O compressor consome $20\ kW$ de potência e as entalpias do ar para as temperaturas de $1.000\ K$ e $600\ K$ são, aproximadamente, $h_{1000K} = 1.000\ kJ/kg \cdot K$ e $h_{600K} = 600\ kJ/kg \cdot K$, respectivamente.

De acordo com o texto-base, desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional bem como as perdas de calor da turbina para o ambiente, assinale dentre as alternativas a seguir aquela que corresponde ao valor correto da potência líquida disponível no eixo da turbina a gás, em $[kW]$.

a) 380.
b) 400.
c) 780.
d) 800.
e) 1000.

3. Um trocador de calor industrial, tipo casco e tubo em contracorrente, recebe $2\ kg/s$ de água líquida a $200\ °C$, que necessita ser resfriada a $75\ °C$. Para isso, $3\ kg/s$ de água líquida a $25\ °C$ entra no trocador de calor. O fluxo de calor perdido do trocador para o ambiente é de $34.929\ W$. A Figura 3.21 ilustra o trocador de calor.

Figura 3.21 | Ilustração do trocador de calor



Fonte: elaborada pelo autor.

Os dados de temperatura e entalpia para a água saturada são apresentados na Tabela 3.8, em que $h_{200°C} = 504,68\ kJ/kg \cdot K$; $h_{75°C} = 384,36\ kJ/kg \cdot K$; $h_{25°C} = 271,90\ kJ/kg \cdot K$.

Tabela 3.8 | Propriedades da água saturada

Água saturada: tabela em função da temperatura						
		Volume específico (m^3/kg)		Entalpia (kJ/kg)		
Temp. °C	Pressão kPa	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_l	v_v	u_l	u_{lv}	u_v
20	60,06	0,001017	7,64937	251,38	2358,33	2609,70
25	64,97	0,001020	6,20424	271,90	2346,29	2618,19
30	69,10	0,001022	5,22918	289,21	2336,07	2625,28
40	75,87	0,001026	3,99345	317,55	2319,19	2636,74
50	81,33	0,001030	3,24034	340,47	2305,40	2645,87
75	91,77	0,001037	2,21711	384,36	2278,59	2662,96
100	99,62	0,001043	1,69400	417,44	2258,02	2675,46
125	105,99	0,001048	1,37490	444,30	2241,05	2685,35
150	111,37	0,001053	1,15933	467,08	2226,46	2693,54
175	116,06	0,001057	1,00363	486,97	2213,57	2700,53
200	120,23	0,001061	0,88573	504,68	2201,96	2706,63

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 578).

De acordo com o texto-base, escolha a alternativa a seguir que expressa corretamente a temperatura de saída da água de resfriamento do trocador de calor, em $[^{o}C]$.

a) 30.
b) 35.
c) 40.
d) 45.
e) 50.

Seção 3.3

Segunda lei da termodinâmica

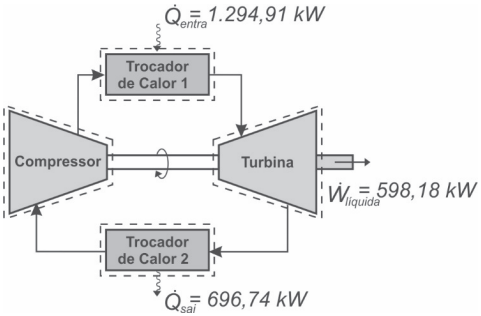
Diálogo aberto

Caro aluno! Ao levantarmos e nos prepararmos para nossas atividades do dia a dia, sentamo-nos à mesa para o café da manhã. Ao colocar o café em uma xícara, é possível notar que o café, por estar mais quente que o ar ambiente, cede calor e vai espontaneamente se esfriando. Por que será que não podemos reverter o processo e fazer com que o calor retorne espontaneamente e aqueça novamente o café? O que impede que isso aconteça? Esse fato acontece em praticamente todos os equipamentos industriais. O calor perdido por máquinas, devido ao atrito das partes internas, ou mesmo em um escoamento de fluido por uma tubulação, que devido à perda de carga também perde calor para o ambiente, são exemplos de processos espontâneos.

Nesta seção, iniciaremos o nosso estudo da segunda lei da Termodinâmica, que trata dos processos espontâneos, indicando o sentido natural no qual um processo ocorre, quais processos são possíveis de acontecer, as eficiências energéticas envolvidas e as causas que geram irreversibilidades em um processo. Ao final desta seção, você compreenderá o que é reservatório térmico, motor térmico, bomba de calor e refrigerador, além de conhecer e compreender os três enunciados da segunda lei da Termodinâmica, suas interpretações, o conceito de irreversibilidade e suas causas principais.

Para que possamos colocar esses conceitos em prática, conhecendo e compreendendo como abordar um processo ou ciclo através da segunda lei da Termodinâmica, imagine que você trabalha como engenheiro em uma indústria fabricante de turbinas a gás para diversos segmentos de transporte e está desenvolvendo um novo projeto, no qual as turbinas serão destinadas às embarcações que fazem o transporte de soja nos estados do centro-oeste brasileiro. Nesta fase do projeto, você está analisando os fluxos de energia envolvidos no ciclo mostrado na Figura 3.22, a fim de avaliar como é possível melhorar a eficiência do sistema.

Figura 3.22 | Ilustração do ciclo de potência utilizado na problematização



Fonte: elaborada pelo autor.

Observando os fluxos de energia do ciclo ilustrados na Figura 3.22, você se depara com a enorme quantidade de energia que é cedida ao ambiente no trocador de calor 2, maior até que a potência líquida da turbina, que é a potência útil do ciclo. Nesse sentido, surgem alguns questionamentos: por que, em um ciclo termodinâmico, há a necessidade de existir um fluxo de calor que entra e outro que sai do ciclo? Seria possível utilizar esse fluxo de calor que sai do ciclo como potência útil? Como avaliar a eficiência térmica de um ciclo? O que afasta esse ciclo de um ciclo ideal?

Essas questões serão abordadas a seguir, e você compreenderá como aplicar os enunciados da segunda lei da Termodinâmica, o conceito de eficiência térmica e as limitações que um ciclo real possui, comparando-o com um ciclo ideal.

Aguce o seu raciocínio crítico, conheça e compreenda os conceitos de reservatório térmico e de motor térmico, bem como os enunciados da segunda lei da Termodinâmica e o significado de irreversibilidades, e saiba por que elas ocorrem.

Bons estudos!

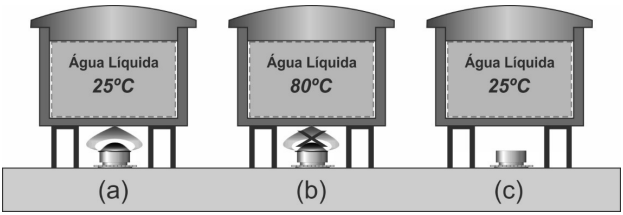
Não pode faltar

Segunda lei da termodinâmica

Prezado aluno, para entendermos o significado da segunda lei da Termodinâmica, inicialmente devemos entender o significado de espontaneidade. Para isso, imaginemos um processo simples do cotidiano, colocando-se um recipiente com água, fechado,

para ser aquecido, inicialmente na temperatura ambiente de 25 °C, conforme ilustra a Figura 3.23.

Figura 3.23 | Ilustração de um processo espontâneo



Fonte: elaborada pelo autor.

Entre os instantes (a) e (b), a água recebe calor e se aquece até 80 °C, quando cessa o fornecimento de calor. Entre os instantes (b) e (c), a água irá ceder calor ao ambiente e retornará ao estado inicial. Pode-se observar que, aplicando os balanços de massa e de energia, estes são válidos para os dois instantes considerados, ou seja, não há restrição quanto ao uso deles. Entretanto, o processo entre os instantes (b) e (c) ocorre **espontaneamente**, diferente do processo entre os instantes (a) e (b), no qual há necessidade de se fornecer calor ao sistema para que o processo ocorra. Não conseguiríamos fazer com que o sistema se aquecesse novamente sem o fornecimento de calor por uma fonte externa. Assim, a primeira lei da Termodinâmica por si só não especifica um **sentido** para que um processo ocorra naturalmente. Um sistema, desde que cesse alguma perturbação que tenha sofrido, sempre buscará um estado de equilíbrio, independentemente do tempo necessário para atingi-lo. Dessa maneira, faz-se necessário o uso de outro princípio que trate essas questões, as quais serão abordadas pela **segunda lei da Termodinâmica**. Esse conceito também será utilizado para definir o rendimento máximo que um ciclo pode ter e as causas que impedem que o máximo rendimento seja obtido na prática.

Reflita

Os refrigeradores domésticos têm como função principal manter os alimentos a uma temperatura mais baixa, melhorando a sua conservação. Ao se colocar esses alimentos no refrigerador, o processo de resfriamento é um processo espontâneo?

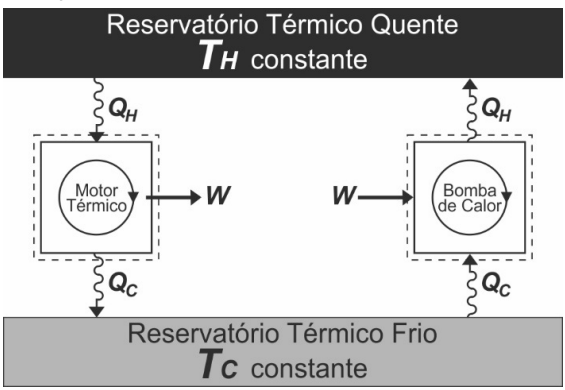
Vamos conhecer alguns conceitos que serão utilizados na nossa abordagem, de acordo com Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2003, p. 178).

Reservatório térmico é um corpo que nunca apresenta variação de temperatura, mesmo estando sujeito a uma transferência de calor. Um reservatório térmico que fornece energia na forma de calor é chamado de **fonte**, e um reservatório térmico que recebe energia na forma de calor é chamado **sumidouro**. Embora o reservatório térmico seja uma idealização, ele também pode ser interpretado na prática como se fosse a atmosfera, um lago ou um oceano, por exemplo, nos quais ocorrem trocas térmicas, porém a temperatura permanece praticamente constante.

De acordo com Borgnakke e Sonntag (2009, p. 204), temos que o **motor térmico** é um sistema que opera de forma cíclica, realizando um trabalho líquido positivo e trocando calor líquido positivo. A substância para a qual e da qual o calor é transferido é chamada **fluido de trabalho**.

Ainda segundo os autores, o **refrigerador ou bomba de calor** é um sistema que opera de forma cíclica, recebendo calor de um corpo a baixa temperatura e cedendo calor para um corpo a alta temperatura, entretanto é necessário fornecer trabalho para que sua operação ocorra (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009, p. 204). Uma ilustração desses três conceitos pode ser vista na Figura 3.24.

Figura 3.24 | Ilustração de reservatório térmico, motor térmico e bomba de calor



Fonte: elaborada pelo autor.

Observando a Figura 3.24, nota-se para o motor térmico que, para haver uma troca líquida de calor positiva, implica que $Q_H > Q_C$, ou seja, aplicando a lei de conservação de energia para o sistema considerado, em regime permanente. Uma vez que já estamos admitindo que Q_H entra no sistema e Q_C sai, temos:

$$Q_H = Q_C + W$$

Portanto:

$$W = Q_H - Q_C$$

O conceito de **eficiência térmica** η para um motor térmico exprime a razão entre a energia pretendida (também chamada de útil), que é aquela produzida e representada pelo trabalho W, e a energia gasta, que é aquela fornecida pela transferência de calor Q_H.

$$\eta = \frac{(energia\ pretendida)}{(energia\ gasta)} = \frac{W}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H}$$

No caso do refrigerador, a energia pretendida é aquela a ser retirada do reservatório térmico frio, Q_C, e a energia gasta é aquela referente ao trabalho fornecido pelo compressor, W. Assim, a eficiência de um refrigerador é expressa em termos do **coeficiente de desempenho** ou **coeficiente de eficácia** β, expresso por:

$$\beta = \frac{(energia\ pretendida)}{(energia\ gasta)} = \frac{Q_C}{W} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C} = \frac{1}{\frac{Q_H - Q_C}{Q_C}} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_C} - 1}$$

No caso de a energia pretendida ser aquela destinada a aquecer um ambiente, temos o conceito chamado de bomba de calor. A eficiência de uma bomba de calor é dada pelo **coeficiente de eficácia** β' (alguns autores utilizam γ), que é dado por:

$$\beta' = \gamma = \frac{(energia\ pretendida)}{(energia\ gasta)} = \frac{Q_H}{W} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_C} = \frac{1}{\frac{Q_H - Q_C}{Q_H}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_H}{Q_C}}$$

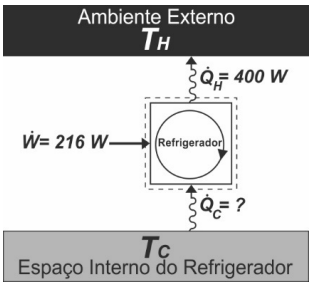
Finalizando, temos a seguinte relação entre os coeficientes de eficácia de um refrigerador e de uma bomba de calor:

$$\beta' - \beta = 1 \text{ ou } \gamma - \beta = 1$$

Exemplificando

Um refrigerador *frost free*, com 573 litros de capacidade interna e potência elétrica de $216\ W$, transfere $450\ W$ de energia para o ambiente, quando em pleno funcionamento. Determine a taxa de retirada do calor do espaço interno e o coeficiente de eficácia. A Figura 3.25 ilustra as energias envolvidas nos processos que ocorrem no refrigerador.

Figura 3.25 | Ilustração das energias no refrigerador



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução:

A taxa de retirada do calor do espaço interno é dada por:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_C + \dot{W}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_H - \dot{W} = 450 - 216 = 234\ W$$

O coeficiente de desempenho ou coeficiente de eficácia β é expresso por:

$$\beta = \frac{(energia\ pretendida)}{(energia\ gasta)} = \frac{Q_C}{W} = \frac{250}{216} = 1{,}16$$

Assim, em pleno funcionamento, são retirados $236\ W$ de energia do espaço interno do refrigerador, e o coeficiente de eficácia do refrigerador é $1{,}16$.

Enunciados da segunda lei da Termodinâmica

Existem dois enunciados clássicos para a segunda lei da Termodinâmica.

Enunciado de Kelvin-Planck: "É impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor

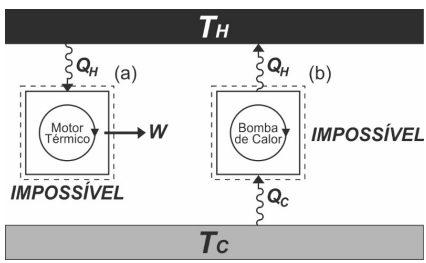
com um único reservatório térmico" (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003, p.182).

Esse enunciado expressa que é impossível construir um motor térmico operando segundo um ciclo que receba calor de um reservatório térmico a alta temperatura e produza a mesma quantidade em trabalho, conforme ilustra a Figura 3.26(a). Isso implicaria em um motor térmico com eficiência de ***100%***, o que é impossível. Embora possam existir dispositivos que recebam calor de um único reservatório e o convertam em trabalho durante um processo, o enunciado de Kelvin-Planck se refere a um ciclo termodinâmico, e não a um processo termodinâmico.

Enunciado de Clausius: "É impossível construir um dispositivo que opere segundo um ciclo e que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente" (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003, p. 182).

Esse enunciado expressa que é impossível construir um refrigerador ou uma bomba de calor que opere segundo um ciclo sem receber trabalho, como ilustra a Figura 3.26(b). Comprovamos esse enunciado todos os dias ao observarmos o funcionamento de nosso refrigerador doméstico que necessita do compressor, movido à energia elétrica, para retirar o calor interno (reservatório térmico frio) e o transferi-lo para fora (reservatório térmico quente, no caso o ambiente).

Figura 3.26 | Ilustração (a) enunciado de Kelvin-Planck; (b) enunciado de Clausius



Fonte: elaborada pelo autor.

Observando esses dois enunciados, nota-se que ambos negam a possibilidade de se construir um dispositivo que opere conforme descrito, ou seja, ambos são enunciados de negação.

Um terceiro enunciado para a segunda lei da Termodinâmica é baseado no conceito de entropia, que será abordado na próxima unidade, quando retomaremos o enunciado apresentado a seguir.

Temos que, "ao contrário da massa e da energia, que se conservam, a entropia é produzida (ou gerada) no interior de sistemas sempre que estão presentes condições não ideais (chamadas irreversibilidades), como o atrito" (MORAN et al., 2018, p. 198).

Enunciado da entropia: "É impossível para qualquer sistema operar de uma maneira que a entropia seja destruída" (MORAN et al., 2018, p. 198).

Pesquise mais

Aprofunde o seu conhecimento sobre os fatos que levaram ao enunciado da segunda lei da Termodinâmica consultando o material referenciado a seguir, por meio do qual você irá conhecer alguns eventos marcantes na história da Termodinâmica e os principais cientistas que contribuíram para o progresso e formulação da segunda lei da Termodinâmica:

NÓBREGA, Mayane Leite da. **Segunda lei da Termodinâmica:** os caminhos percorridos por William Thomson. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal da Bahia. Universidade Estadual de Feira de Santana, 2009. Disponível em: <https://repositorio.ufba.br/ri/bitstream/ri/16043/1/Mayane%20Leite%20da%20Nobrega.pdf>. Acesso em: 2 ago. 2018.

Enunciado de Kelvin-Planck

Vamos compreender um pouco mais sobre a segunda lei da Termodinâmica analisando o enunciado de Kelvin-Planck. Vamos imaginar, caso fosse possível, o ciclo mostrado na Figura 3.27, que hipoteticamente troca calor com um único reservatório.

Figura 3.27 | Sistema percorrendo um ciclo hipotético

Fonte: Moran et al. (2018, p. 197).

De acordo com a 1ª lei da termodinâmica para ciclos, temos que:

$$W_{ciclo} = Q_{ciclo}$$

Ou seja, o trabalho líquido do ciclo é igual à troca de calor líquida do ciclo, que poderão ser tanto positivos quanto negativos. Entretanto, a segunda lei da Termodinâmica impõe uma restrição pois, de acordo com o enunciado de Kelvin–Planck, "um sistema percorrendo um ciclo enquanto se comunica termicamente com um único reservatório não pode fornecer uma quantidade líquida de trabalho para a sua vizinhança. O trabalho líquido do ciclo não pode ser positivo" (MORAN, 2018, p. 197). Assim, esse enunciado não impede que o trabalho líquido do ciclo, na presença de apenas um reservatório térmico, possa ser transferido para o sistema, que de acordo com a convenção de sinais seria negativo, ou no máximo, zero.

$$W_{ciclo} \leq 0$$

Um trabalho líquido do ciclo negativo ocorre quando há presença de irreversibilidades.

Assimile

Resumindo, temos que a segunda lei da Termodinâmica, de uma maneira geral, indica que todos os processos conhecidos ocorrem em um sentido determinado (ou seja, natural, espontâneo), dos quais muitos deles podem ser comprovados na prática, pois fazem parte do nosso cotidiano.

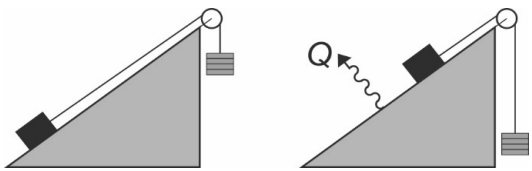
Irreversibilidades

Para entendermos o significado de irreversibilidades, vamos inicialmente conhecer e compreender o que significa um processo ideal, chamado de processo reversível. Para um sistema, "um **processo reversível** é definido como aquele que, tendo ocorrido, pode ser invertido e depois de realizada essa inversão, não se notará algum vestígio no sistema e no meio" (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003, p. 184).

Dessa maneira, "um processo é chamado de **irreversível** se o sistema e todas as partes que compõem sua vizinhança não puderem ser restabelecidos exatamente aos seus respectivos estados iniciais após o processo ter ocorrido" (MORAN et al., 2018, p. 199). Assim, podemos dizer que todos os processos reais são irreversíveis. Os fatores mais comuns que causam irreversibilidades são:

Atrito: tanto o atrito mecânico entre partes sólidas como o atrito devido ao escoamento de fluidos em tubulações causam perda de energia, geralmente na forma de calor para a vizinhança. Essa energia não é restituída naturalmente, ou seja, espontaneamente para o sistema, impedindo que ele volte ao seu estado inicial, caso o processo fosse revertido. Um exemplo simples é observado na Figura 3.28, em que um peso desliza sobre uma superfície e, devido ao atrito, cede calor para a vizinhança, que não será restituída espontaneamente para que esse peso volte à sua posição inicial.

Figura 3.28 | Ilustração de irreversibilidade devido ao atrito



Fonte: elaborada pelo autor.

Transferência de calor com diferença finita de temperatura: considerando um sistema com uma temperatura maior que a vizinhança, naturalmente ocorrerá uma transferência de calor do sistema para a vizinhança. Essa energia cedida ao meio não retornará espontaneamente, sendo necessária a utilização de uma bomba de calor, que necessitará de trabalho.

São também irreversibilidades a expansão não resistida de um fluido, a deformação inelástica, as perdas por histerese, as perdas por resistência elétrica de componentes e fios, dentre outras.

Pesquise mais

Consulte as páginas 188 a 191 do livro referenciado a seguir para ampliar seu conhecimento sobre irreversibilidades, aproveitando também para conhecer a abordagem matemática apresentada neste capítulo para a demonstração da irreversibilidade devida ao atrito:

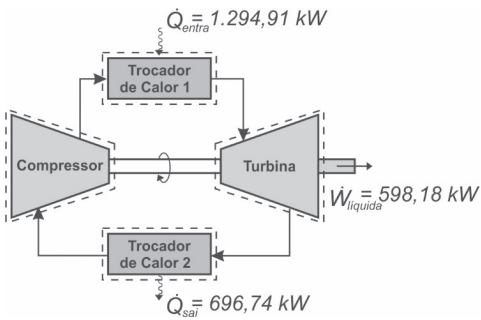
MORAN, Michael J. et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 8. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2018. p. 188-191.

As irreversibilidades podem ser internas, quando ocorrem no interior do sistema, e externas, quando ocorrem na sua vizinhança. Nos projetos de engenharia, geralmente buscam-se meios para reduzir as irreversibilidades, tornando os projetos mais eficientes. Entretanto, em alguns casos, as irreversibilidades são o objeto fim do processo, como em um sistema de freios automotivos.

Sem medo de errar

Relembrando o contexto de aprendizagem, temos que você trabalha como engenheiro em uma indústria fabricante de turbinas a gás para diversos segmentos de transporte que está desenvolvendo um novo projeto, no qual as turbinas serão destinadas às embarcações que fazem o transporte de soja nos estados do centro-oeste brasileiro. Nesta fase do projeto, você está analisando os fluxos de energia envolvidos no ciclo, para verificar como melhorar eficiência do sistema. A Figura 3.22 ilustra os componentes do ciclo.

Figura 3.22 | Ilustração do ciclo de potência utilizado na problematização



Fonte: elaborada pelo autor.

Observando os fluxos de energia do ciclo ilustrados na Figura 3.22, você se depara com a enorme quantidade de energia que é cedida ao ambiente no trocador de calor 2. Nesse sentido, surgem alguns questionamentos: por que, num ciclo termodinâmico, há a necessidade de existir um fluxo de calor que entra e outro que sai do ciclo? Seria possível utilizar esse fluxo de calor que sai do ciclo como potência útil? Como avaliar a eficiência térmica de um ciclo? O que afasta esse ciclo de um ciclo ideal?

Resolução:

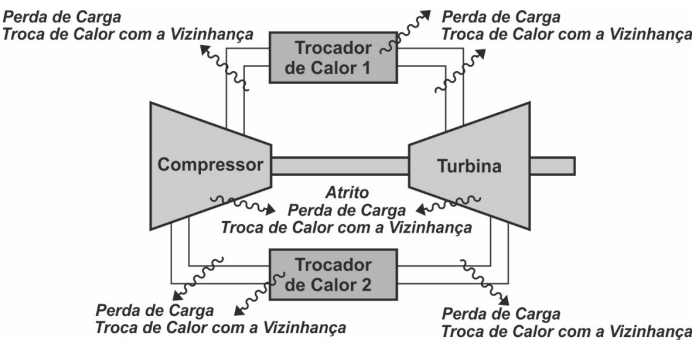
Uma primeira análise poderia ser feita zerando a potência perdida, fazendo com que o ciclo operasse com um único reservatório térmico. De acordo com o enunciado de Kelvin-Planck, é impossível construir um motor térmico operando segundo um ciclo que receba calor de um reservatório térmico a alta temperatura e produza a mesma quantidade em trabalho. Assim, não é possível zerar a potência perdida $\dot{Q}_{sai}$, pois violaríamos o enunciado de Kelvin-Planck.

O rendimento térmico para esse ciclo é dado por

$$\eta = \frac{(energia\ pretendida)}{(energia\ gasta)} = \frac{\dot{W}_{turbina}}{\dot{Q}_{entra}} = \frac{598,18}{1.294,91} = 0,462 = 46,2\%$$

As perdas que afastam o ciclo da turbina a gás do ciclo ideal são as irreversibilidades, mostradas na Figura 3.29. Essas irreversibilidades são causadas nessa situação principalmente devido à perda de carga que ocorre no escoamento do ar dentro dos vasos de pressão (que são as tubulações que interligam os dispositivos) e dentro dos dois trocadores de calor; pelo atrito entre as partes mecânicas do compressor e da turbina e, finalmente; pela transferência de calor devido à diferença de temperatura entre os vasos de pressão e a sua vizinhança e entre os dispositivos do ciclo e a sua vizinhança.

Figura 3.29 | Ilustração das irreversibilidades do sistema



Fonte: elaborada pelo autor.

Assim, concluindo, não é possível eliminar o trocador de calor 2 e aproveitar essa energia como potência útil do ciclo, pois violaria a segunda lei da Termodinâmica. Essa energia térmica poderia ser utilizada para outra finalidade, por exemplo um sistema auxiliar projetado para secagem dos grãos de soja, haja vista que eles devem ser estocados com uma umidade ao redor de 12%. Porém, em relação ao ciclo estudado, que é destinado às embarcações que fazem o transporte de soja, essa energia não poderia ser aproveitada dessa forma, cabendo um estudo mais detalhado das possibilidades de reaproveitamento dessa energia perdida.

A eficiência térmica desse ciclo é de $46,2\%$, ou seja, do fluxo de calor recebido pelo trocador de calor 1, $46,2\%$ são transformados em potência útil no eixo da turbina. As irreversibilidades do sistema o afastam do ciclo ideal, tendo como causas principais o atrito entre as partes mecânicas do compressor e da turbina, a perda de carga nos vasos de pressão e nos dois trocadores de calor e as perdas de calor dos dispositivos (vasos de pressão, compressor, turbina e trocadores de calor) para o ambiente.

Avançando na prática

Determinação do coeficiente de desempenho de um condicionador de ar

Descrição da situação-problema

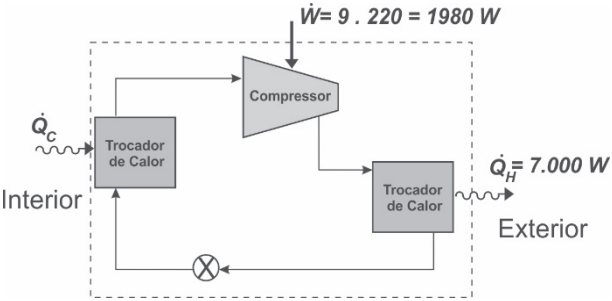
Você é um engenheiro que trabalha para uma empresa multinacional, fabricante de aparelhos condicionadores de ar, e está desenvolvendo a documentação técnica para um novo modelo. Nos testes efetuados, foram levantados os seguintes valores:

- Tensão de alimentação: $220\ V$
- Corrente nominal: $9\ A$
- Fluxo de calor rejeitado para o ambiente externo: $7.000\ W$

Para completar a documentação, como você avaliaria o fluxo de calor retirado do ambiente a ser refrigerado? Como você determinaria o coeficiente de desempenho desse novo modelo?

A Figura 3.30 ilustra a problematização proposta.

Figura 3.30 | Ilustração do aparelho condicionador de ar



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução da situação-problema

A potência de entrada do ciclo (compressor) é calculada pela potência elétrica da rede de energia elétrica, que é obtida pelo produto da tensão de alimentação V pela corrente elétrica i:

$$\dot{W} = V \cdot i = 220 \cdot 9 = 1.980 \ W$$

O fluxo de calor retirado do ambiente é dado por:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_C + \dot{W}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_H - \dot{W} = 7.000 - 1.980 = 5.020 \ W$$

O coeficiente de desempenho é dado por:

$$\beta = \frac{(energia\ pretendida)}{(energia\ gasta)} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}} = \frac{5.020}{1.980} = 2,54$$

Portanto, para completar a documentação, temos que o fluxo de calor retirado do ambiente interno a ser refrigerado é de $5.020 \ W$ e o coeficiente de desempenho desse novo modelo é $2,54$.

Faça valer a pena

1. Em relação aos conceitos relativos à segunda lei da Termodinâmica, considere as sentenças a seguir e julgue-as enquanto verdadeiras (V) ou falsas (F).

I. Um reservatório térmico é um recipiente utilizado para armazenar fluido quente.

II. Um exemplo de motor térmico é o motor de uma motocicleta.

III. Refrigeradores operam segundo um ciclo, recebem calor de uma fonte fria e cedem para uma fonte quente, necessitando trabalho para funcionar.
IV. Irreversibilidades só ocorrem em processos reversíveis.

Com base na sequência de valores lógicos V e F das afirmações anteriores, marque a alternativa que contém a ordem correta:

a) F – V – V – F.
b) F – V – V – V.
c) V – V – V – F.
d) V – F – F – V
e) F – F – V – V.

2. De acordo com o enunciado de Kelvin-Planck para a segunda lei da Termodinâmica, analise as afirmações e a relação entre elas:

I. É impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório térmico.

PORQUE

II. Um motor térmico com eficiência de 100% é possível, desde que as partes mecânicas sejam bem lubrificadas e constantemente inspecionadas.

A respeito das asserções acima, assinale a alternativa que contém a afirmação correta.

a) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II é uma justificativa da I.
b) As asserções I e II são proposições verdadeiras, porém a II não é uma justificativa da I.
c) A asserção I é uma proposição verdadeira, e a II é uma proposição falsa.
d) A asserção I é uma proposição falsa, e a II é uma proposição verdadeira.
e) As asserções I e II são proposições falsas.

3. O setor de produção de uma indústria necessita instalar um *chiller*, que é um dispositivo para resfriar a água e que será utilizado para fornecer água gelada aos funcionários. Consultando o catálogo do fabricante, escolhe-se um modelo com um reservatório de 60 litros de capacidade. A potência elétrica necessária é de $15{,}3\ kW$ e o coeficiente de desempenho, para temperatura ambiente de $27°C$ e temperatura da água de entrada de $20°C$, é de $1{,}4$.

Considerando o descrito no texto-base, escolha dentre as alternativas a seguir aquela que expressa os valores corretos, respectivamente, do fluxo de calor retirado da água e do fluxo de calor cedido ao ambiente, em kW.

a) 36,7 e 21,4.
b) 21,4 e 36,7.
c) 15,3 e 21,4.
d) 21,4 e 15,3.
e) 15,3 e 36,7.

Referências

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica.** 7. ed. São Paulo: Blucher, 2009.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 5. ed. São Paulo: Mac Graw Hill, 2007.

IENO, G. **Termodinâmica.** São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2013.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

LEVENSPIEL, O. **Termodinâmica amistosa para engenheiros.** São Paulo: Edgard Blucher, 2013.

LUZZI, Roberto. **Tópicos em termodinâmica estatística de processos dissipativos.** Campinas: Ed. da UNICAMP, 2000.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2013.

_____. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 8. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2018.

NÓBREGA, M. L. **Segunda lei da Termodinâmica:** os caminhos percorridos por William Thomson. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal da Bahia. Universidade Estadual de Feira de Santana, 2009. Disponível em: <https://repositorio.ufba.br/ri/bitstream/ri/16043/1/Mayane%20Leite%20da%20Nobrega.pdf>. Acesso em: 2 ago. 2018.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química.** 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2007.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Introdução à termodinâmica para engenharia.** Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2003.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2003.

Aplicação da segunda lei e entropia

Convite ao estudo

Prezado aluno, é uma honra iniciarmos os estudos dos conteúdos da última unidade de ensino do material de Termodinâmica. Com certeza, no dia a dia você se utiliza de diversos equipamentos que, ao serem adquiridos, possuem selo de eficiência energética. São exemplos os refrigeradores, os condicionadores de ar, os aquecedores de piscinas por bombas de calor, dentre outros. A eficiência energética desses equipamentos está relacionada aos conceitos do Ciclo de Carnot, seus corolários e à propriedade denominada entropia.

Nesta unidade de ensino, você conhecerá e compreenderá como analisar e aplicar os conceitos relacionados ao Ciclo de Carnot, as eficiências e desempenhos máximos que um ciclo pode apresentar e também será capaz de analisar e avaliar a propriedade entropia e as medidas de eficiências relacionadas a essa propriedade.

Para atingir esses objetivos e contextualizar esses assuntos, imagine que você trabalha como engenheiro em uma empresa multinacional que atua no ramo de sistemas de refrigeração e bomba de calor. Dentre os produtos, destacam-se condicionadores de ar, câmaras frias, refrigeradores, chillers e bombas de calor, dentre outros. A área que você atua é a de desenvolvimento de novos produtos, na qual alguns desses estão sob sua responsabilidade técnica e você deverá dimensionar adequadamente os componentes desses sistemas. Um dos objetivos desses novos produtos, além da obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética, é o destaque de que os produtos da empresa consomem menos em relação

aos concorrentes. Nesse sentido, você precisará trabalhar com algumas questões, como: qual o limite de desempenho que poderá ser obtido para um determinado produto? Como identificar as fontes de ineficiências energéticas? Que tipo de ciclo termodinâmico pode ser usado como ideal a ser alcançado? Como determinar a menor potência possível para um compressor? É possível utilizar o modelo de gás ideal em ciclos de refrigeração e bomba de calor? Como identificar e avaliar os fluxos de calor através do diagrama $T-s$? Como avaliar eficiências isentrópicas em compressores e outros dispositivos?

Na primeira seção desta unidade, você irá conhecer os conceitos do Ciclo de Carnot e da Desigualdade de Clausius e irá compreender como avaliar as medidas de desempenho máximo para ciclos e aplicá-las a ciclos de potência, ciclos de refrigeração e bomba de calor, quando estão interagindo com dois reservatórios.

Na segunda seção serão conhecidos os conceitos de outra propriedade do sistema: a entropia. Você compreenderá como obter os valores de entropia e como utilizar as equações TdS. Analisará também a variação de entropia de um gás ideal e em processos internamente reversíveis.

Finalizando a unidade, na última seção você aprenderá a aplicar o balanço de entropia para sistemas fechados e o balanço da taxa de entropia para volumes de controle. Conhecerá os processos isentrópicos e compreenderá como calcular eficiências isentrópicas de turbinas, bocais, compressores e bombas.

Preparado para esses desafios? Então, vamos fechar com chave de ouro nossos estudos!

Seção 4.1

Aplicação da segunda lei da termodinâmica

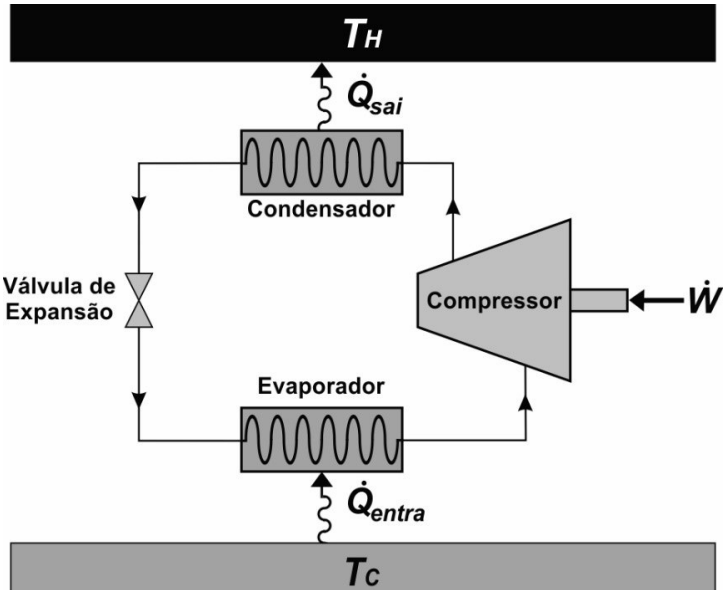
Diálogo aberto

Prezado aluno, imagine que você está em seu automóvel dirigindo pelas ruas de sua cidade e, com o rádio ligado nas notícias do dia, escuta uma reportagem sobre o número crescente de carros elétricos circulando pelas cidades americanas, em que o repórter cita como uma das vantagens a eficiência desses motores elétricos. Você começa a refletir sobre essa reportagem e se questiona: afinal, o que significa essa eficiência? No caso de seu automóvel, como calcular a eficiência do motor? Qual a eficiência máxima que um motor de combustão interna pode ter? Será que, para o condicionador de ar do seu automóvel, é possível também avaliar uma máxima eficiência?

Para contextualizar essas questões, imagine que você trabalha como engenheiro em uma empresa multinacional que atua no ramo de sistemas de refrigeração e de bomba de calor. Dentre os produtos, destacam-se condicionadores de ar, câmaras frias, refrigeradores, *chillers* e bombas de calor, dentre outros. A empresa tem como objetivo técnico buscar a sustentabilidade energética, produzindo equipamentos com o intuito de atingir o máximo desempenho possível e consumam o mínimo de potência. A área que você atua é a de desenvolvimento de novos produtos, na qual alguns desses estão sob sua responsabilidade técnica e você deverá dimensionar adequadamente os componentes desses sistemas.

O ciclo de refrigeração ou bomba de calor básico é apresentado na Figura 4.1. Um dos objetivos desses novos produtos, além da obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética, é o destaque de que os produtos da empresa consomem menos energia, em relação aos concorrentes.

Figura 4.1 | Ilustração de um Ciclo de Refrigeração ou Bomba de Calor



Fonte: elaborada pelo autor.

Nesse sentido, um dos projetos a serem desenvolvidos se refere a um refrigerador *frost free duplex*, com capacidade total de armazenamento de 600 litros. Para o correto dimensionamento, como avaliar o desempenho energético desse refrigerador? Quais parâmetros devem ser utilizados nessa análise? Como idealizar o ciclo termodinâmico de refrigeração? Os dados de projeto especificam que a temperatura do congelador será de $-8°C$ para uma temperatura ambiente de $25°C$. Para esses valores, qual o coeficiente de desempenho máximo para o ciclo de refrigeração?

Essas questões serão abordadas a seguir e você conhecerá o Ciclo de Carnot, um ciclo ideal que servirá como base para cálculo de desempenho máximo e/ou potência mínima consumida num ciclo. Aguce o seu raciocínio crítico, conheça e compreenda os conceitos relativos ao Ciclo de Carnot, seus corolários e cálculos de eficiência e desempenho máximos.

Bons estudos!

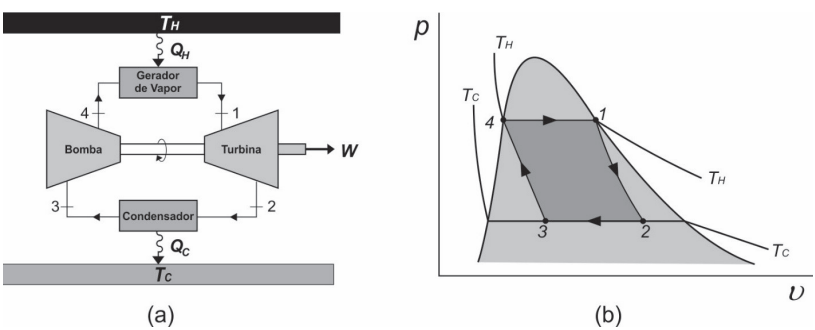
Não pode faltar

Ciclo de Carnot

Nicolas Leonard Sadi Carnot (1796-1832) foi um engenheiro francês que muito contribuiu para a termodinâmica, estabelecendo as bases da segunda lei da Termodinâmica, em 1824. Carnot propôs um ciclo composto de quatro processos, dois deles adiabáticos reversíveis e dois isotérmicos reversíveis, alternados, operando entre dois reservatórios térmicos às temperaturas T_H (reservatório quente) e T_C (reservatório frio). Em sua homenagem, esse ciclo recebeu o nome de **Ciclo de Carnot** (VAN WYLEN, 2003, p. 187). Como esse ciclo independe da substância pura considerada, tendo sempre os mesmos quatro processos reversíveis, para entendermos melhor esses conceitos, vamos analisar como motor térmico um ciclo de potência simples a vapor d´água, ilustrado na Figura 4.2(a), a qual exibe também o diagrama $p-v$, Figura 4.2(b), do ciclo.

Como os quatro processos são reversíveis, não há irreversibilidades como atrito, perda de carga nos vasos de pressão (que são as interligações entre os dispositivos) e nos dispositivos, (gerador de vapor, turbina, condensador e bomba), perdas de calor por diferenças finitas de temperatura, dentre outros. Nesse sentido, a temperatura da água no gerador de vapor é infinitesimalmente menor que a temperatura do reservatório térmico quente (T_H) e, no condensador, infinitesimalmente maior que a temperatura do reservatório térmico frio (T_C).

Figura 4.2 | Ilustração de um ciclo de potência a vapor de Carnot e Diagrama $p-v$ do ciclo



Fonte: elaborada pelo autor.

Reflita

As diferenças de temperaturas do fluido de trabalho e dos reservatórios, tanto na caldeira (gerador de vapor) quanto no condensador, são infinitesimais. O que implicaria análise do ciclo de Carnot, caso essas diferenças de temperaturas fossem consideráveis?

Os quatro processos básicos do Ciclo de Carnot, ilustrados na Figura 4.2(b), são:

Processo 4-1: Isotérmico Reversível. A água, no estado de líquido saturado (estado 4), flui pela caldeira (gerador de vapor), recebe calor Q_H do reservatório quente e se expande até o estado de vapor saturado (estado 1), mantendo sua temperatura T_H e pressão constantes durante o processo.

Processo 1-2: Adiabático Reversível. O vapor saturado no estado 1, proveniente da caldeira, entra na turbina, continua a se expandir, aumentando seu volume específico, e ao sair, tem a sua temperatura reduzida a T_C e pressão também reduzida à correspondente pressão de saturação (estado 2, mistura bifásica líquido e vapor), realizando trabalho W. Devido ao processo ser adiabático, não há troca de calor com a vizinhança.

Processo 2-3: Isotérmico Reversível. A mistura bifásica líquido e vapor no estado 2 escoa pelo condensador, cede calor Q_C ao reservatório frio e parte da massa de vapor se condensa, reduzindo o volume específico da mistura (estado 3), mantendo a temperatura e pressão constantes durante o processo.

Processo 3-4: Adiabático Reversível. A mistura bifásica de água no estado 3 entra na bomba à temperatura T_C, recebe trabalho, sendo que todo o vapor da mistura se condensa, tendo seu volume específico reduzido e a sua temperatura se eleva a T_H ao sair, voltando ao estado inicial do ciclo (estado 4). Devido ao processo ser adiabático, não há troca de calor com a vizinhança.

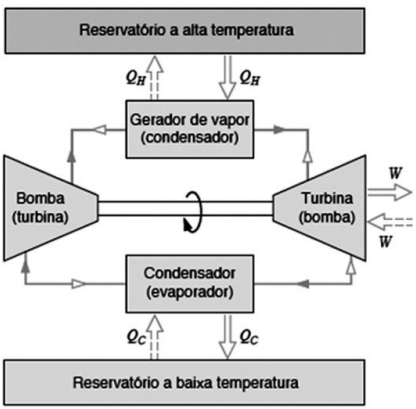
Observando a Figura 4.2(b) e considerando que o trabalho por unidade de massa é representado pela área abaixo da curva num diagrama $p - v$, ou seja,

$$w = \frac{W}{m} = \int_{v_{inicial}}^{v_{final}} p\, dv$$

Temos que o trabalho líquido por unidade de massa do ciclo é dado pela área sombreada e delimitada entre os pontos 4-1-2-3-4, como ilustrado na Figura 4.2 (b).

Lembrando que, como os quatro processos do Ciclo de Carnot são reversíveis, o ciclo também será reversível e poderá operar como um refrigerador ou bomba de calor, conforme ilustra a Figura 4.3.

Figura 4.3 | Exemplo de motor que opera segundo um Ciclo de Carnot



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009, p. 185).

Assimile

O Ciclo de Carnot é sempre representado por quatro processos internamente reversíveis, dois isotérmicos e dois adiabáticos, operando alternadamente e que podem ser revertidos, ou seja, um ciclo de potência reversível, ao ser revertido, se transforma automaticamente num ciclo de refrigeração ou bomba de calor reversível.

Desigualdade de Clausius

A desigualdade de Clausius é um corolário da segunda lei da termodinâmica e estabelece que para qualquer ciclo termodinâmico:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b \leq 0$$

Sendo δQ uma quantidade de calor transferida numa parcela da fronteira de um sistema a uma temperatura T. O índice b reforça que a integral cíclica é avaliada na fronteira do sistema.

A igualdade corresponde a processos reversíveis e a desigualdade a processos irreversíveis. Quanto mais negativo o valor dessa desigualdade, maior será o valor das irreversibilidades presentes.

Assim, para avaliar a intensidade dessa desigualdade, iremos introduzir a variável **geração de entropia** σ e poderemos expressar a desigualdade de Clausius como:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right) = -\sigma_{ciclo}$$

Sendo que:

$$\begin{cases} \sigma_{ciclo} = 0 \rightarrow \text{processos reversíves} \\ \sigma_{ciclo} > 0 \rightarrow \text{processos irreversíves} \\ \sigma_{ciclo} < 0 \rightarrow \text{impossível} \end{cases}$$

Medidas de Desempenho Máximo para Ciclos

Você compreendeu que a eficiência de um ciclo de potência é dada por:

$$\eta = \frac{\text{(energia pretendida)}}{\text{(energia gasta)}} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H}$$

Em que Q_C é o calor descarregado para o reservatório frio e Q_H o calor recebido do reservatório quente.

A eficiência máxima ocorre quando esse ciclo é reversível, ou seja, livre de irreversibilidades. Nesse caso, o termo Q_C/Q_H depende apenas das temperaturas dos reservatórios frio T_C e quente T_H. Kelvin propôs que essa relação pode ser dada por:

$$\left(\frac{Q_C}{Q_H} \right)_{rev} = \frac{T_C}{T_H}$$

Assim, a eficiência máxima para um ciclo de potência reversível, operando num Ciclo de Carnot, é dada por:

$$\eta_{máx} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

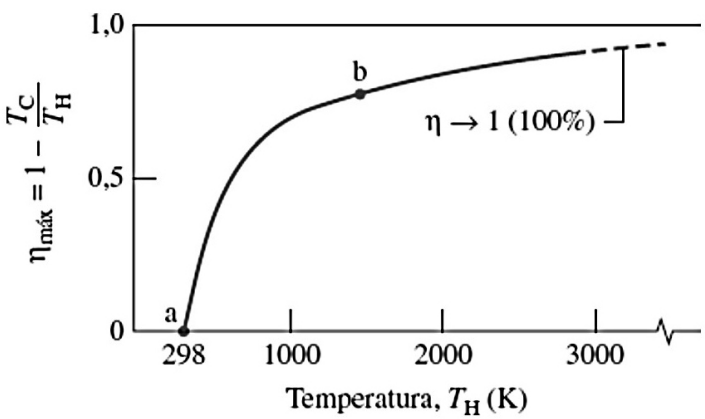
Nessa equação, conhecida como **eficiência de Carnot**, as temperaturas deverão ser expressas em termos absolutos e são válidas para as escalas Kelvin e Rankine, haja vista que a relação entre elas é dada por um fator de 1.8, ou seja, $T[^\circ R] = 1{,}8 \cdot T[K]$.

Pesquise mais

Conheça um pouco mais sobre a relação entre $(Q_C/Q_H)_{rev} = T_C/T_H$ no capítulo 5.8 - *As Escalas de Temperatura Kelvin e Internacional* - de MORAN et al. (2013, p. 197 a 200).

Observando a equação para $\eta_{máx}$, nota-se que esse valor aproxima-se da unidade à medida que T_H aumenta e/ou T_C diminui. Entretanto, como em ciclos de potência reais a temperatura do reservatório frio geralmente é a temperatura do ambiente, seja a atmosfera ou água de resfriamento proveniente de um reservatório hídrico, ou seja, essa temperatura se situa próxima a 298 K. A Figura 4.4 mostra o comportamento da eficiência máxima em função da temperatura do reservatório quente.

Figura 4.4 | Eficiência de Carnot em função de T_H, para $T_C = 298$ K



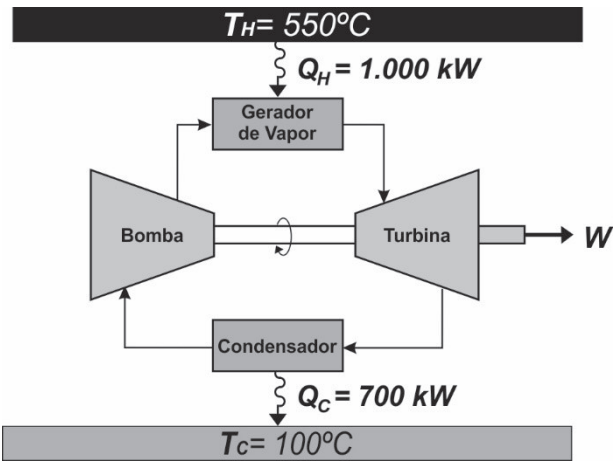
Fonte: Moran et al. (2018, p. 211).

Observando o gráfico da Figura 4.4, nota-se que uma eficiência para ciclos de potência igual a **100%** é impossível, mesmo para ciclos reversíveis, pois para isso a temperatura do reservatório frio deveria ser zero Kelvin ($T_C = 0$ K). Nota-se também a grande variação de $\eta_{máx}$ no trecho $\overline{ab}$ da curva, que corresponde, aproximadamente, de **298 a 1.400 K**.

Exemplificando

Um ciclo de potência a vapor, ilustrado na Figura 4.5, recebe um fluxo de calor de **1.000 kW**, proveniente da caldeira (gerador de vapor) que está a **550°C**, e dispensa **700 kW** no condensador, cuja água de resfriamento está a **100°C**. Determinar a eficiência do ciclo e a eficiência máxima possível para as condições apresentadas.

Figura 4.5 | Ilustração do ciclo de potência a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução:

A eficiência desse ciclo é dada por:

$$\eta = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_H}$$

Substituindo os valores:

$$\eta = 1 - \frac{700}{1.000} = 1 - 0,7 = 0,3$$

Ou seja, $\eta = 0,3$ ou 30%.

A eficiência máxima desse ciclo é a eficiência de Carnot:

$$\eta_{máx} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

Sendo que as temperaturas devem ser expressas em termos absolutos, ou seja, $T_C = 100 + 273,15 = 373,15\ \text{K}$ e $T_H = 550 + 273,15 = 823,15\ \text{K}$.

Substituindo, temos:

$$\eta_{máx} = 1 - \frac{373,15}{823,15} = 1 - 0,453 = 0,547$$

Ou seja, $\eta_{máx} = 0,547$ ou $54,7\%$.

Assim, para as condições apresentadas, a eficiência do ciclo é de 30% e a eficiência máxima possível é de $54,7\%$ para as condições apresentadas.

Essa análise da eficiência máxima para ciclos de potência é estendida para ciclos de refrigeração e de bomba de calor para a análise do coeficiente de desempenho, na qual Q_C é o calor retirado do reservatório frio na temperatura T_C e Q_H é o calor dispensado ao reservatório quente na temperatura T_H. Os coeficientes de desempenho para refrigerador β e para bomba de calor γ são dados respectivamente por:

$$\beta = \frac{\text{(energia pretendida)}}{\text{(energia gasta)}} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C}$$

$$\gamma = \beta' = \frac{\text{(energia pretendida)}}{\text{(energia gasta)}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_C}$$

Analogamente, como o calor é função da temperatura $Q = \psi(T)$, temos:

$$\beta_{máx} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$$

$$\gamma_{máx} = \beta'_{máx} = \frac{T_H}{T_H - T_C}$$

Lembre-se de que esses valores máximos são válidos apenas para ciclos reversíveis e as temperaturas devem ser expressas em valores absolutos (utilizando a escala Kelvin ou Rankine).

Aplicação da segunda lei a ciclos de potência interagindo com dois reservatórios

Considerando ciclos de potência interagindo com dois reservatórios térmicos, um quente à temperatura T_H e outro frio à temperatura T_C, temos a aplicação de dois corolários, chamados **corolários de Carnot**, que são consequências da segunda lei da termodinâmica:

"1. A eficiência térmica de um ciclo de potência irreversível é sempre menor do que a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível quando cada um opera entre os mesmos dois reservatórios térmicos" MORAN et al. (2018, p. 205).

Esse corolário expressa que a eficiência de um ciclo real é sempre menor que a eficiência de Carnot, calculada a partir das temperaturas absolutas dos dois reservatórios T_C e T_H. Num ciclo real há a presença de irreversibilidades, como o atrito e a troca de calor devido a diferenças finitas de temperaturas, por exemplo, fazendo com que parte da energia recebida não seja aproveitada como trabalho.

"2. Todos os ciclos de potência reversíveis operando entre os mesmos dois reservatórios térmicos têm a mesma eficiência térmica" (MORAN et al., 2018, p. 205).

Esse corolário expressa que a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível independe do tipo do motor que opera nesse ciclo, desde que os reservatórios térmicos sejam os mesmos, ou seja, independe do fluido de trabalho ou da série de processos que ocorrem no ciclo.

Embora considere ciclos reversíveis, o cálculo da eficiência máxima permite obter um valor de referência para o trabalho máximo que um ciclo de potência pode fornecer, quando esse opera entre dois reservatórios térmicos.

Exemplificando

Uma empresa do ramo de geração de energia elétrica estuda a viabilidade de construir uma usina geotérmica para geração de $800\ \text{MW}$ eletricidade, a partir do calor fornecido por rochas aquecidas pelo magma, numa região na qual essa fonte energética está mais aflorada. A temperatura da rocha chega a $200°C$ a uma profundidade de $3.000\ \text{m}$. Considerando que o calor rejeitado será trocado com o ar atmosférico que está a $27°C$, qual deverá ser o fluxo de calor mínimo a ser fornecido pela rocha aquecida para as condições apresentadas?

Resolução:

A eficiência máxima desse ciclo é a eficiência de um motor térmico operando segundo um ciclo de Carnot:

$$\eta_{máx} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

As temperaturas devem ser expressas em termos absolutos, ou seja, $T_C = 27 + 273{,}15 = 298{,}15\ \text{K}$ e $T_H = 200 + 273{,}15 = 473{,}15\ \text{K}$.

Substituindo, temos:

$$\eta_{máx} = 1 - \frac{298{,}15}{473{,}15} = 1 - 0{,}630 = 0{,}37 = 37\%$$

Para o ciclo real, a eficiência térmica é dada por:

$$\eta = \frac{\text{(energia pretendida)}}{\text{(energia gasta)}} = \frac{W}{Q_H} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H}$$

Ou seja, temos que $\dot{Q}_H = \frac{\dot{W}}{\eta}$. Substituindo os valores:

$$\dot{Q}_H = \frac{800}{0{,}37} = 2.162\ \text{MW}$$

Assim, o fluxo de calor mínimo que deverá ser retirado da rocha aquecida é $2.162\ \text{MW}$ para as condições apresentadas.

Aplicação da segunda lei a ciclos de refrigeração e bomba de calor interagindo com dois reservatórios

Para ciclos de refrigeração e de bomba de calor interagindo com dois reservatórios térmicos, um quente à temperatura T_H e outro frio à temperatura T_C, os seguintes corolários da segunda lei da termodinâmica em relação aos coeficientes de desempenho teóricos máximos são considerados:

"1. O coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração irreversível é sempre menor do que o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível quando cada um opera entre os mesmos dois reservatórios térmicos" (MORAN et al., 2018, p. 207).

Considerando um ciclo reversível e outro irreversível, ambos retirarão a mesma quantidade de calor do reservatório frio Q_C. No entanto, o trabalho necessário para a realização do ciclo irreversível será maior do que o realizado no ciclo reversível, pois as perdas de energia devido às irreversibilidades demandarão esse trabalho extra. Os coeficientes de desempenho para refrigerador e para bomba de calor são dados respectivamente por:

$$\beta = \frac{Q_C}{W}$$

$$\gamma = \beta' = \frac{Q_H}{W}$$

Sendo que, se o trabalho do ciclo irreversível for maior, resultará num coeficiente de desempenho menor.

"2. Todos os ciclos de refrigeração reversíveis operando entre os mesmos dois reservatórios térmicos têm o mesmo coeficiente de desempenho" (MORAN et al., 2018, p. 207).

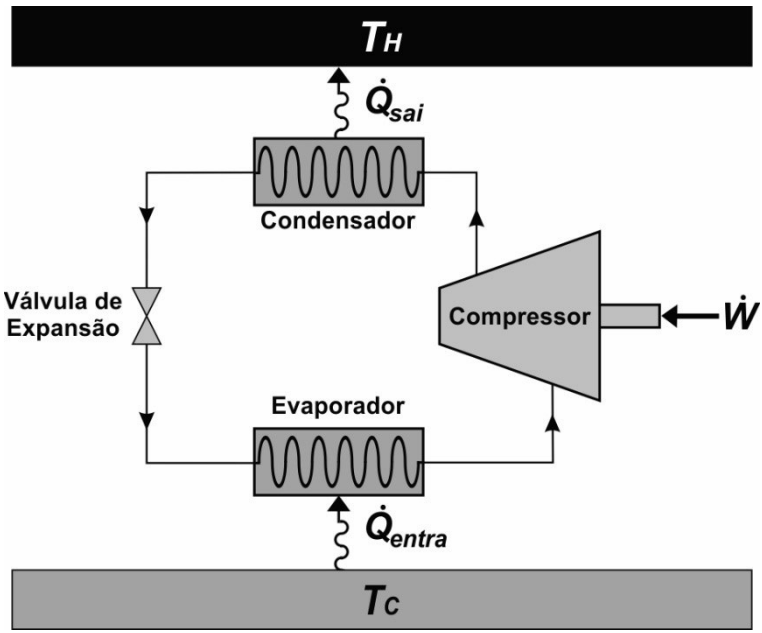
No caso de ciclos reversíveis, os coeficientes de desempenho são obtidos utilizando as temperaturas dos reservatórios T_H e T_C, não dependendo, portanto, do fluido de trabalho e da série de processos do ciclo.

Sem medo de errar

Retomando o contexto apresentado, lembre-se de que você trabalha como engenheiro em uma empresa multinacional que atua no ramo de sistemas de refrigeração e bomba de calor.

Dentre os produtos, destacam-se condicionadores de ar, câmaras frias, refrigeradores, *chillers* e bombas de calor, dentre outros. A área que você atua é a de desenvolvimento de novos produtos, na qual alguns desses estão sob sua responsabilidade técnica e você deverá dimensionar adequadamente os componentes desses sistemas. O ciclo de refrigeração ou bomba de calor básico é apresentado na Figura 4.1.

Figura 4.1 | Ilustração de um Ciclo de Refrigeração ou Bomba de Calor



Fonte: elaborada pelo autor.

Um dos objetivos desses novos produtos, além da obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética, é o destaque de que os produtos da empresa consomem menos energia em relação aos concorrentes. Nesse sentido, um dos projetos se refere a um refrigerador *frost free duplex*, com capacidade total de armazenamento de 600 litros. Para o correto dimensionamento, como avaliar o desempenho energético desse refrigerador? Quais parâmetros devem ser utilizados nessa análise? Como idealizar o ciclo termodinâmico de refrigeração?

Os dados de projeto especificam que a temperatura do congelador será de $-8^{o}C$ para uma temperatura ambiente de $25^{o}C$. Para esses valores, qual o coeficiente de desempenho máximo para o ciclo de refrigeração?

Resolução:

O desempenho energético ou coeficiente de desempenho do refrigerador, em termos de taxas temporais, é dado por:

$$\beta = \frac{\text{(energia pretendida)}}{\text{(energia gasta)}} = \frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{Q}_{sai} - \dot{Q}_{entra}} = \frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{W}}$$

Assim, os parâmetros a serem considerados nessa análise são o fluxo de calor a ser retirado do refrigerador e a potência do compressor. O ciclo de refrigeração ideal é o Ciclo de Carnot, operando entre dois reservatórios, um frio à temperatura T_C, que é a parte interna do refrigerador e de onde será retirado o fluxo de calor $\dot{Q}_{entra}$, e outro quente à temperatura T_H, que é a parte externa do refrigerador e por onde será dispensado o fluxo de calor Q_{sai} no ambiente. No Ciclo de Carnot, o coeficiente de desempenho máximo é obtido utilizando essas temperaturas absolutas:

$$\beta_{máx} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$$

As temperaturas em valores absolutos são:

$$T_C = -8 + 273{,}15 = 265{,}15\ \text{K}$$

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

Substituindo:

$$\beta_{máx} = \frac{265{,}15}{298{,}15 - 265{,}15} = 8{,}03$$

Concluindo, o desempenho energético do refrigerador é avaliado através do coeficiente de desempenho β, que utiliza como parâmetros a energia a ser retirada do refrigerador ($\dot{Q}_{entra}$) e a potência do compressor ($\dot{W}$). O ciclo idealizado para o refrigerador é o Ciclo de Carnot e o coeficiente de desempenho máximo para o projeto em questão é $8{,}03$.

Portanto, para a obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética para o refrigerador em fase de projeto, e, a fim de manter o destaque de que os produtos da empresa consomem menos

energia, deve-se projetar um refrigerador que tenha um coeficiente de desempenho o mais próximo possível do valor encontrado de $\beta_{máx}$ para o refrigerador de Carnot (ideal) operando entre $-8°C$ e a temperatura ambiente de $25°C$, ou seja, deve-se diminuir as irreversibilidades do ciclo, na medida do possível, levando-se em consideração o primeiro corolário de Carnot: **"A eficiência térmica de um ciclo de potência irreversível é sempre menor do que a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível quando cada um opera entre os mesmos dois reservatórios térmicos"** (MORAN et al., 2018, p. 205).

Avançando na prática

Eficiência térmica máxima de um ciclo de potência a vapor

Descrição da situação-problema

Uma empresa de beneficiamento de arroz contratou você como engenheiro consultor para avaliar a eficiência do ciclo de potência a vapor, utilizando a queima da casca de arroz como fonte energética para futura possibilidade de melhora nessa eficiência. A caldeira, que está a $480°C$, entrega $500\ kW$ de fluxo de calor, dos quais $260\ kW$ são convertidos em potência útil no eixo da turbina. No condensador ocorre a troca térmica com a água de resfriamento que está a $40°C$. Como engenheiro consultor, você deverá avaliar a eficiência do ciclo em questão e determinar qual a máxima eficiência possível.

Resolução da situação-problema

A eficiência do ciclo, em termo de taxas temporais, é dada por:

$$\eta = \frac{\text{(energia pretendida)}}{\text{(energia gasta)}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H}$$

Ao fazer a queima da casca de arroz à temperatura de $480°C$, a caldeira disponibiliza $500\ kW$ de fluxo de calor para a água do processo. Substituindo os valores, temos:

$$\eta = \frac{160}{500} = 0{,}32 = 32\%$$

A eficiência máxima é relativa a um Ciclo de Carnot, operando entre os reservatórios quente a $480°C$ e frio a $40°C$.

$$\eta_{máx} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

Expressando as temperaturas em termos absolutos:

$$T_C = 40 + 273{,}15 = 313{,}15\ \text{K}$$

$$T_H = 480 + 273{,}15 = 753{,}15\ \text{K}$$

Substituindo:

$$\eta_{máx} = 1 - \frac{313{,}15}{753{,}15} = 1 - 0{,}416 = 0{,}584 = 58{,}4\%$$

Concluindo, a eficiência do ciclo em questão é de 32% e a máxima eficiência possível é de $58{,}4\%$, que é a eficiência de Carnot.

Faça valer a pena

1. Em relação ao Ciclo de Carnot, pode-se dizer que:

I. Esse ciclo pode operar como ciclo de potência ou como ciclo de refrigeração ou bomba de calor

PORQUE

II. O Ciclo de Carnot é composto de quatro processos, dois deles adiabáticos reversíveis e dois isobáricos reversíveis, alternados, operando entre dois reservatórios térmicos às temperaturas T_H (reservatório quente) e T_C (reservatório frio).

A respeito das asserções apresentadas no texto-base, assinale a alternativa que contém a afirmação correta.

a) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II é uma justificativa da I.
b) As asserções I e II são proposições verdadeiras, porém a II não é uma justificativa da I.
c) A asserção I é uma proposição verdadeira, e a II é uma proposição falsa.
d) A asserção I é uma proposição falsa, e a II é uma proposição verdadeira.
e) As asserções I e II são proposições falsas.

2. Um aparelho condicionador de ar deve manter um ambiente a uma temperatura de $25°C$ constante. Num dia de máximo calor, a temperatura do ar externo chega a $38°C$. O fabricante desenvolve os projetos sempre com coeficiente de desempenho igual à 21% do coeficiente de desempenho máximo possível.

De acordo com o texto-base, escolha dentre as opções a seguir aquela que representa o coeficiente de desempenho real.
a) 0,8.
b) 1,8.
c) 2,8.
d) 3,8.
e) 4,8.

3. Um engenheiro afirma ter desenvolvido uma bomba de recalque para bombear até um reservatório localizado no telhado, água proveniente da chuva e depositada num reservatório subterrâneo. O equipamento opera acoplado a um ciclo de potência, em que uma radiação de $700\ W$ proveniente do sol mantém uma placa de metal aquecida a $50°C$ e disponibiliza $100\ W$ para o funcionamento da bomba. A troca térmica para resfriar a água do ciclo é feita com a água armazenada da chuva, que está a $20°C$.

A partir das considerações do texto-base, analise as afirmações a seguir e escolha aquela que está correta.
a) Esse sistema é impossível de ser construído, pois sua eficiência é menor que a eficiência de Carnot.
b) Esse sistema é impossível de ser construído, pois sua eficiência é maior que a eficiência de Carnot.
c) Esse sistema é possível de ser construído, pois sua eficiência é menor que a eficiência de Carnot.
d) Esse sistema é possível de ser construído, pois sua eficiência é maior que a eficiência de Carnot.
e) A eficiência de Carnot não serve de parâmetro para analisar se o sistema é possível de ser construído.

Seção 4.2

Entropia

Diálogo aberto

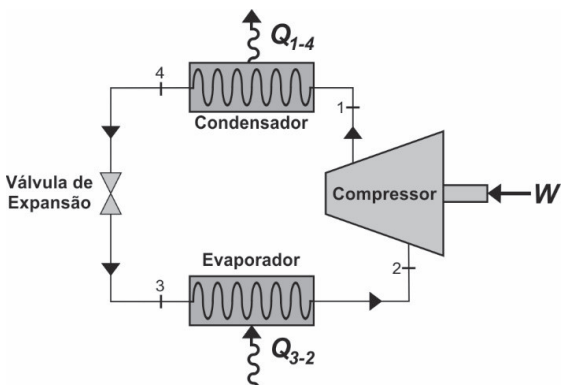
Prezado aluno, imagine que você decidiu organizar um pote de moedas de diversos valores e, para isso, organizou em uma mesa vários montes, cada um contendo moedas de mesmo valor. Assim, temos montes de 5 centavos, 10 centavos, 25 centavos, 50 centavos e 1 real, ficando tudo organizado. Ao se levantar para buscar saquinhos plásticos para guardá-las, você esbarra no pé da mesa e derruba todos os montes, ficando as moedas esparramadas e trazendo desordem. Pois bem, o conceito de entropia que você conhecerá e compreenderá nesta seção tem a ver com essa desordem natural que ocorre durante um processo termodinâmico. Um exemplo prático e que você com certeza já deve ter vivenciado é a utilização de um desodorante aerossol que, inicialmente imóvel sobre uma superfície, é agitado antes do uso. Após esse procedimento, as moléculas ficam todas desordenadas, comparadas ao seu estado inicial.

Nesta seção, você conhecerá o conceito de entropia e irá aprender a obter os valores dessa propriedade termodinâmica, além de entender o significado prático desse conceito. Finalmente, irá aplicar a variação de entropia para gases ideais e em processos internamente reversíveis.

Para que possamos colocar esses conceitos em prática, conhecendo e compreendendo o significado de entropia e suas aplicações, imagine que você trabalha como engenheiro em uma empresa multinacional que atua no ramo de sistemas de refrigeração e bomba de calor. Dentre os produtos, destacam-se condicionadores de ar, câmaras frias, refrigeradores, *chillers* e bombas de calor, dentre outros. A área que você atua é a de desenvolvimento de novos produtos, em que alguns desses estão sob sua responsabilidade técnica e você deverá dimensionar adequadamente os componentes desses sistemas. Um dos objetivos desses novos produtos, além da obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética, é o destaque de que os produtos da empresa consomem menos energia em relação aos concorrentes.

Nesse sentido, um segundo projeto se refere a uma bomba de calor destinada ao aquecimento de piscinas residenciais, sendo que seu ciclo termodinâmico é ilustrado na Figura 4.6. A fim de realizar um dimensionamento otimizado, aguçando o seu raciocínio crítico, como avaliar o calor cedido para aquecer a piscina? Como determinar o desempenho do ciclo? Qual a relação da entropia para esse ciclo da bomba de calor? A avaliação dos fluxos de calor que ocorrem nesse ciclo dependem da entropia?

Figura 4.6 | Ilustração de uma bomba de calor



Fonte: elaborada pelo autor.

Para responder assertivamente a essas questões, a seguir você conhecerá o significado de Entropia, seu contexto no Ciclo de Carnot e irá interpretar um diagrama $T-s$, além de analisar a variação de entropia num gás ideal.

Aguce o seu raciocínio crítico, conheça e compreenda os conceitos relativos à Entropia e a aplicação desses conceitos em ciclos termodinâmicos. Bons estudos!

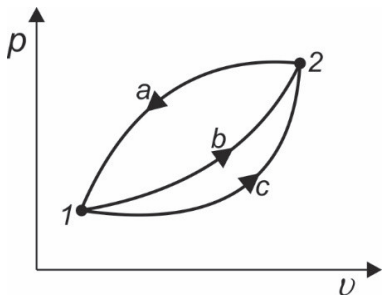
Não pode faltar

Entropia – Uma propriedade do sistema

Para que possamos entender o significado de entropia, vamos admitir um sistema que executa um ciclo através de dois modos (ou caminhos) diferentes. No primeiro modo, o sistema sofre um

processo do estado inicial "1" ao final "2", percorrido através do caminho "*b*", e depois retorna ao estado inicial "1" pelo caminho "*a*". No segundo modo, o sistema sofre um processo do estado inicial "1" ao final "2", percorrido através do caminho "*c*", e depois retorna ao estado inicial "1" pelo caminho "*a*", conforme ilustra a Figura 4.7.

Figura 4.7 | Diagrama $p-v$ - ilustração de ciclo termodinâmico



Fonte: elaborada pelo autor.

Admitindo que esses processos sejam reversíveis e aplicando a Desigualdade de Clausius, temos:

$$\oint\left(\frac{\delta Q}{T}\right)=0$$

Para o primeiro modo de execução do ciclo, temos que o ciclo percorre $\overline{12}_b$ e $\overline{21}_a$. Portanto:

$$\oint\left(\frac{\delta Q}{T}\right)=\int_1^2\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b+\int_2^1\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_a=0$$

Para o segundo modo de execução do ciclo, temos que o ciclo percorre $\overline{12}_c$ e $\overline{21}_a$. Portanto:

$$\oint\left(\frac{\delta Q}{T}\right)=\int_1^2\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_c+\int_2^1\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_a=0$$

Observando as equações para os dois modos de execução do ciclo, conclui-se que:

$$\int_1^2\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b=\int_1^2\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_c$$

Assim, o termo $\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)$ não depende do caminho percorrido, sendo, portanto, uma propriedade do sistema. Expressando na forma diferencial, a **entropia** S é definida como:

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

Integrando a equação da entropia na forma diferencial, obtemos que a variação de entropia é dada por:

$$\int_1^2 dS = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{rev}$$

Ou seja,

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{rev}$$

Observando a equação da variação da entropia, nota-se que não há considerações sobre os valores absolutos de entropia e que para se fazer a integração haveria a necessidade de conhecer a relação entre T e δQ.

A entropia é uma propriedade extensiva. Apesar de ser definida para um processo reversível, temos que a variação de entropia num processo entre os mesmos estados inicial e final tem o mesmo valor tanto para processos reversíveis como irreversíveis, ou seja, a variação de entropia independe do processo, desde que os estados inicial e final sejam fixados.

A unidade da entropia no sistema SI é $[J/K]$ e no Sistema Inglês é $[Btu/°R]$. A entropia por unidade de massa s, é dada por:

$$s = \frac{S}{m}$$

Em que m é a massa da substância, que é dada em $[J/kg \cdot K]$ no sistema SI e em $[Btu/lb \cdot °R]$ no Sistema Inglês.

Obtenção dos valores de entropia

Um dos métodos mais utilizados para obtenção dos valores de entropia apresentados nas tabelas termodinâmicas é a fixação de um estado de referência, como no caso da água, em que é atribuído o valor zero para a entropia do líquido saturado à temperatura $0{,}01°C$.

Os valores tabelados são para a entropia específica e o cálculo da entropia na região de saturação é efetuado conhecendo-se o título x e obtendo os valores da entropia para o líquido saturado s_l e para o vapor saturado s_v a partir das tabelas termodinâmicas para as condições dadas, resultando em:

$$s = x \cdot s_v + (1 - x) \cdot s_l$$

Ou seja,

$$s = s_l + x \cdot s_{lv}$$

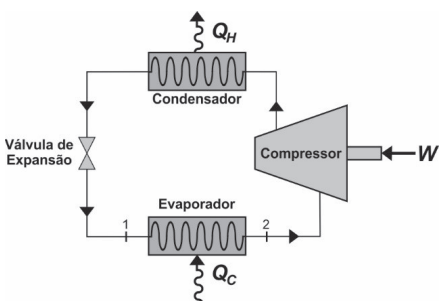
Em que s_{lv} corresponde ao valor tabelado da diferença entre s_v e s_l, ou seja, $s_{lv} = s_v - s_l$. No caso de substâncias que se encontram no estado de líquido comprimido e para o qual não exista valores tabelados, os valores da entropia podem ser utilizados considerando os valores de líquido saturado para a temperatura especificada, ou seja, $s(T, p) \approx s(T)$.

Além da obtenção a partir das tabelas termodinâmicas, os valores da entropia específica também podem ser obtidos através de softwares específicos, como o *Computer-Aided Thermodynamic Tables 3* e o *Interactive Thermodynamics: IT*.

Exemplificando

Um ciclo de refrigeração, conforme ilustra a Figura 4.8, utiliza o refrigerante R-134a como fluido de trabalho. Na entrada do evaporador, a temperatura do refrigerante é $-15°C$ e o título é $x = 0,2$. Após receber o fluxo de calor da parte interna do refrigerador, na saída do evaporador o refrigerante sai a uma pressão $150\ \text{kPa}$ e a uma temperatura de $-10°C$.

Figura 4.8 | Ilustração de um ciclo de refrigeração



Fonte: elaborada pelo autor.

Para as condições estabelecidas e utilizando os valores da Tabela 4.1, qual será a variação de entropia do R-134a entre os estados citados?

Tabela 4.1 | Propriedades do Refrigerante R-134a

R-134a saturado

Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m^3/kg)			Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido saturado $v_{f=l}$	Evap. v_{lv}	Vapor saturado v_v	Líquido saturado u_l	Evap. u_{lv}	Vapor saturado u_v	Líquido saturado h_l	Evap. h_{lv}	Vapor saturado h_v	Líquido saturado s_l	Evap. s_{lv}	Vapor saturado s_v
–15	165,0	0,000746	0,11932	0,12007	180,07	189,32	369,39	180,19	209,00	389,20	0,9258	0,8096	1,7354
–10	201,7	0,000755	0,09845	0,09921	186,57	185,70	372,27	186,72	205,56	392,28	0,9507	0,7812	1,7319
–5	244,5	0,000764	0,08181	0,08257	193,14	182,01	375,15	193,32	202,02	395,34	0,9755	0,7534	1,7288
0	294,0	0,000773	0,06842	0,06919	199,77	178,24	378,01	200,00	198,36	398,36	1,0000	0,7262	1,7262

R-134a superaquecido

Temp. °C	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
	50 kPa (–40,67 °C)				100 kPa (–26,54 °C)				150 kPa (–17,29 °C)			
Sat.	0,36889	354,61	373,06	1,7629	0,19257	362,73	381,98	1,7456	0,13139	368,06	387,77	1,7372
–20	0,40507	368,57	388,82	1,8279	0,19860	367,36	387,22	1,7665				
–10	0,42222	375,53	396,64	1,8582	0,20765	374,51	395,27	1,7978	0,13602	373,44	393,84	1,7606
0	0,43921	382,63	404,59	1,8878	0,21652	381,76	403,41	1,8281	0,14222	380,85	402,19	1,7917

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 598 e 599).

Resolução:

Na entrada no evaporador (estado 1), o refrigerante encontra-se na região de saturação, com temperatura de $-15°C$ e o título $x = 0,2$. Consultando a Tabela 4.1, referente ao R-134a saturado, obtemos os seguintes valores de entropia:

$$s_l = 0,9258 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$s_{lv} = 0,8096 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$s_v = 1,7354 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

O valor da entropia pode ser obtido de duas maneiras:

$$s_1 = x\cdot s_{v1} + (1-x)\cdot s_{l1} = 0,2\cdot 1,7354 + (1-0,2)\cdot 0,9258 = 1,0877 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Ou

$$s_1 = s_{l1} + x\cdot s_{lv1} = 0,9258 + 0,2\cdot 0,8096 = 1,0877 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Na saída do evaporador (estado 2), o refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido. Consultando a Tabela 4.1

para pressão de $150\ \text{kPa}$ e temperatura de $-10^{\circ}C$, obtemos $s_2 = 1{,}7606\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$.

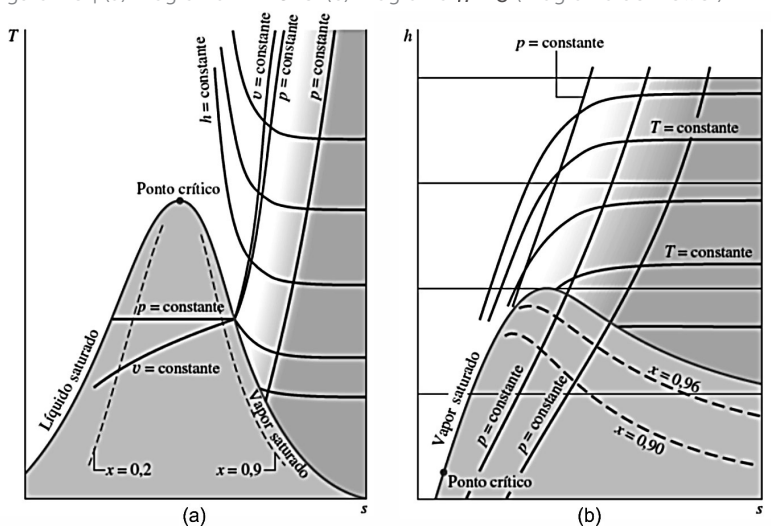
A variação de entropia entre os estados 1 e 2 é dada por:

$$s_2 - s_1 = 1{,}7606 - 1{,}0877 = 0{,}6729\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Assim, para as condições estabelecidas, a variação de entropia entre os estados 1 e 2 é de $0{,}6729\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$.

Outra maneira de se obter os valores de entropia é a utilização de diagramas, sendo mais comumente utilizados o diagrama $T-s$ (temperatura versus entropia) e o diagrama $h-s$ (entalpia versus entropia), também conhecido como diagrama de Mollier, os quais são ilustrados na Figura 4.9. Esses dois diagramas também são úteis em situações em que se deseja analisar um processo, no qual pode-se notar a região de saturação, bem como alguns valores de título e os pontos críticos. São exibidas também as linhas de volume específico, pressão e entalpia constantes na Figura 4.9(a) e as linhas de pressão e temperatura constantes na Figura 4.9(b).

Figura 4.9 | (a) Diagrama $T-s$ e (b) Diagrama $h-s$ (Diagrama de Mollier)



Fonte: Moran et al. (2018, p. 234).

Equações TdS

As equações *TdS* permitem a obtenção da variação da entropia a partir de outros valores de propriedades. Para compreendermos essas relações, vamos admitir um processo reversível para uma substância pura compressível simples, na ausência de efeitos de movimento e gravitacional. A primeira lei da termodinâmica estabelece que:

$$(\delta Q)_{rev} = dU + (\delta W)_{rev}$$

Da definição de entropia e de trabalho:

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

$$(\delta Q)_{rev} = TdS$$

$$(\delta W)_{rev} = pdV$$

Substituindo os termos $(\delta Q)_{rev}$ e $(\delta W)_{rev}$ na equação da primeira lei da termodinâmica, teremos a **primeira equação *TdS***:

$$(\delta Q)_{rev} = dU + (\delta W)_{rev}$$

$$\boxed{TdS = dU + pdV}$$

Outra equação importante é obtida considerando-se a definição de entalpia:

$$H = U + pV$$

Aplicando o diferencial em ambos os lados da equação:

$$dH = d(U + pV) = dU + d(pV)$$

$$dH = dU + Vdp + pdV$$

Rearranjando,

$$dU + pdV = dH - Vdp$$

Substituindo o termo $dU + pdV$ expresso na primeira equação *TdS* na equação $dU + pdV = dH - Vdp$, teremos a **segunda equação *TdS***:

$$TdS = dU + pdV = dH - Vdp$$

Ou seja,

$$\boxed{TdS = dH - Vdp}$$

Essas duas equações são conhecidas como **equações *TdS*** ou **equações de Gibbs**, que podem ser expressas também por unidade de massa, bastando para isso dividir ambos os lados das equações pela massa, resultando em:

$$\boxed{Tds = du + pdv}$$

$$\boxed{Tds = dh - vdp}$$

Embora essas equações sejam expressas em termos das propriedades das substâncias e, consequentemente, sejam válidas tanto para processos reversíveis como irreversíveis, a integração é válida somente para processos reversíveis, haja vista que a dedução destas foi feita considerando processos reversíveis. Deve-se lembrar também que essas equações são válidas somente para substâncias puras compressíveis simples, na ausência de efeitos de movimento e gravitacional, pois o trabalho infinitesimal foi considerado como sendo $(\delta W)_{rev} = pdV$.

Algumas considerações podem ser feitas para as duas equações Tds apresentadas.

Na primeira equação $(Tds = du + pdv)$, como os sólidos e os líquidos são admitidos como incompressíveis, tem-se que não haverá variação do volume específico v e, portanto, $dv = 0$. Assim:

$$Tds = du + p\cancelto{0}{dv} = du$$

Ou seja,

$$ds = \frac{du}{T}$$

Relembrando as equações de calores específicos à volume constante:

$$du = c_v dT$$

Substituindo na equação $ds = \frac{du}{T}$, temos:

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{c_v dT}{T}$$

$$\int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{T}^{T_2} c_v \frac{dT}{T}$$

Para sólidos e líquidos temos que os calores específicos podem ser considerados constantes, ou seja, $c_v \approx c_p$, portanto, designaremos o calor específico como c e a equação fica:

$$\int_{s_1}^{s_2} ds = c\int_{T}^{T_2} \frac{dT}{T}$$

Fazendo a integração:

$$s_2 - s_1 = c \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)$$

Em que a temperatura T deve ser expressa em valores absolutos.

Na segunda equação $(Tds = dh - \upsilon dp)$ para processos na região de saturação, nos quais a pressão e a temperatura permanecem constantes, temos que $dp = 0$, portanto:

$$Tds = dh - \upsilon \cancel{dp}^{0}$$

$$ds = \frac{dh}{T}$$

$$\int_{s_1}^{s_2} ds = \frac{1}{T}\int_{h_1}^{h_2} dh$$

Ou seja,

$$s_2 - s_1 = \frac{h_2 - h_1}{T}$$

Pesquise mais

Aprofunde e amplie o seu conhecimento sobre a entropia consultando o artigo apresentado por Silva Neto et al. (2016) no III CONEDU, com título "Os Princípios Termodinâmicos e a Entropia", 11 páginas, disponível em: <http://www.editorarealize.com.br/revistas/conedu/trabalhos/TRABALHO_EV056_MD1_SA18_ID4830_15082016135725.pdf>. Acesso em: 14 ago. 2018. Nesse artigo, os autores abordam as relações da termodinâmica e entropia em alguns aspectos da sociedade, tais como entropia e cosmologia e entropia e vida.

Variação de entropia de um gás ideal

Conforme vimos na avaliação de propriedades e aplicação do modelo de gás ideal, temos que:

$$p\upsilon = RT$$

$$du = c_v(T)dT$$

$$dh = c_p(T)dT$$

Substituindo na primeira equação TdS, obtemos:

$$Tds = du + pdv$$

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{pdv}{T} = c_v(T)\frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v}$$

$$\int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\frac{dT}{T} + R\int_{v_1}^{v_2}\frac{dv}{v}$$

Ou seja, a variação da entropia para gases ideais como função da temperatura e do volume específico é expressa por:

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\frac{dT}{T} + R\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

Considerando agora a segunda equação Tds, temos:

$$Tds = dh - vdp$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{vdp}{T} = c_p(T)\frac{dT}{T} - R\frac{dp}{p}$$

$$\int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\frac{dT}{T} - R\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{p}$$

Ou seja,

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\frac{dT}{T} - R\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Nesta equação, a variação da entropia para gases ideais é expressa como função da temperatura e da pressão.

Admitindo calores específicos constantes, as equações ficam:

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

$$s_2 - s_1 = c_p(T)\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Uma outra maneira de se obter a variação da entropia para gases ideais é a utilização de tabelas para a entropia de referência para gases ideais, $s^0(T)$, que é definida como:

$$s^0(T) = \int_{T'}^{T} c_p(T)\frac{dT}{T}$$

Em que T' é uma temperatura de referência. Assim, a equação da variação de entropia fica:

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\frac{dT}{T} - R\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left[\int_{T'}^{T_2} c_p(T)\frac{dT}{T} - \int_{T'}^{T_1} c_p(T)\frac{dT}{T}\right] - R\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

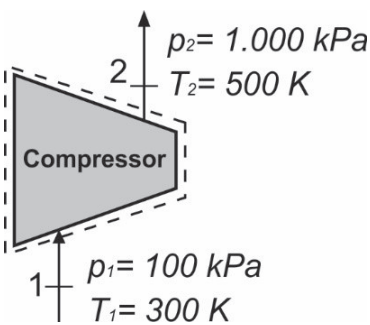
Ou seja,

$$s_2 - s_1 = s^0(T_2) - s^0(T_1) - R\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Exemplificando

Um compressor industrial retira o ar do ambiente, que está à temperatura de 300 K e pressão de 100 kPa, conforme ilustra a Figura 4.10, e o comprime para uma de pressão 1.000 kPa, tendo a temperatura aumentada para 500 K.

Figura 4.10 | Ilustração de um compressor



Fonte: elaborada pelo autor.

Admitindo o ar nessas condições como um gás ideal e utilizando a Tabela 4.2 para valores de $s^0(T)$, qual é a variação de entropia para esse processo? Considere $R_{ar} = 0{,}287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$.

Tabela 4.2 | Propriedades do ar

Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)					
T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg × K	P_r	v_r
300	214,36	300,47	6,86926	1,1146	179,49
320	228,73	320,58	6,93413	1,3972	152,73
460	330,31	462,34	7,30142	5,0233	61,066
480	345,04	482,81	7,34499	5,8466	54,748
500	359,84	503,36	7,38692	6,7663	49,278

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 563).

Resolução:

Para o cálculo da variação da entropia a partir dos valores tabelados de $s^0(T)$, utilizaremos a equação:

$$s_2 - s_1 = s^0(T_2) - s^0(T_1) - R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Consultando a Tabela 4.2 para as temperaturas de $300\ \text{K}$ e $500\ \text{K}$, obtemos:

$$s^0(300) = 6{,}86926\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$s^0(500) = 7{,}38692\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Substituindo os valores:

$$s_2 - s_1 = s^0(500) - s^0(300) - 0{,}287 \cdot \ln\left(\frac{1.000}{100}\right)$$

$$s_2 - s_1 = 7{,}38692 - 6{,}86926 - 0{,}287 \cdot 2{,}30258$$

Portanto,

$$\boxed{s_2 - s_1 = -0{,}14318\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}}$$

Assim, para as condições estabelecidas, após ser comprimido, o ar tem uma redução de $0{,}14318\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ no valor da sua entropia.

Variação de entropia em processos internamente reversíveis

A definição de entropia na forma diferencial é dada por:

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

$$(\delta Q)_{rev} = TdS$$

Integrando, temos que:

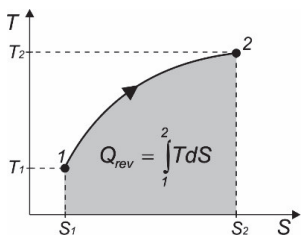
$$\int (\delta Q)_{rev} = \int_1^2 TdS$$

Finalmente,

$$Q_{rev} = \int_1^2 TdS$$

Analisando um processo reversível num diagrama $T-S$, conforme ilustra a Figura 4.11, a integral definida $\int_1^2 TdS$ representa a área abaixo da curva, ou seja, o calor recebido (ou cedido) é dado pela área sombreada ilustrada na figura.

Figura 4.11 | Diagrama $T-S$ - ilustração de processo reversível



Fonte: elaborada pelo autor.

Reflita

Ao analisarmos um diagrama $T-S$ para um processo reversível, a troca de calor é representada pela área abaixo da curva. Esta área estará sempre no primeiro quadrante do eixo ordenado. Nesse sentido, o que determina se o calor está sendo recebido ou cedido?

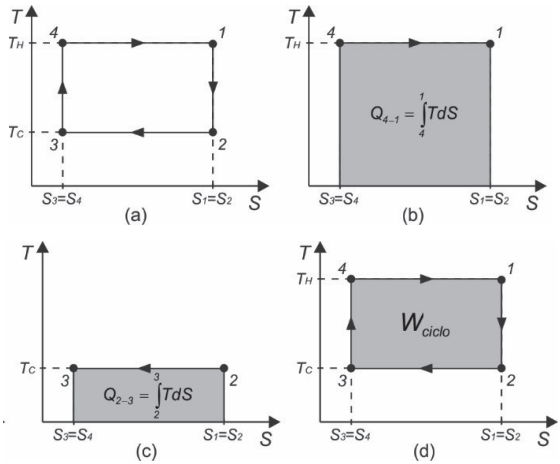
Considerando agora um ciclo de potência de Carnot, ilustrado na Figura 4.12(a), o calor recebido na caldeira é representado pela área abaixo da curva $\overline{41}$, ilustrado na Figura 4.12(b) e dado por:

$$Q_{4-1} = \int_4^1 TdS = T_H(S_1 - S_4)$$

O calor cedido no condensador é representado pela área abaixo da curva $\overline{23}$, ilustrado na Figura 4.12(c) e dado por:

$$Q_{2-3} = \int_2^3 TdS = T_C(S_3 - S_2)$$

Figura 4.12 | Diagrama $T - S$ do Ciclo de Potência de Carnot



Fonte: elaborada pelo autor.

O trabalho líquido do ciclo W_{ciclo} é representado pela área interna ao segmento **4-1-2-3-4**, ilustrado na Figura 4.12(d), e a eficiência térmica do ciclo é dada por:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{4-1}} = \frac{\text{área 4-1-2-3-4}}{\text{área 4-1-S}_1\text{-S}_4\text{-4}} = \frac{(T_H - T_C)\cdot(S_1 - S_4)}{T_C \cdot (S_1 - S_4)} = 1 - \frac{T_H}{T_C}$$

Que é a eficiência do ciclo de Carnot já vista.

Assimile

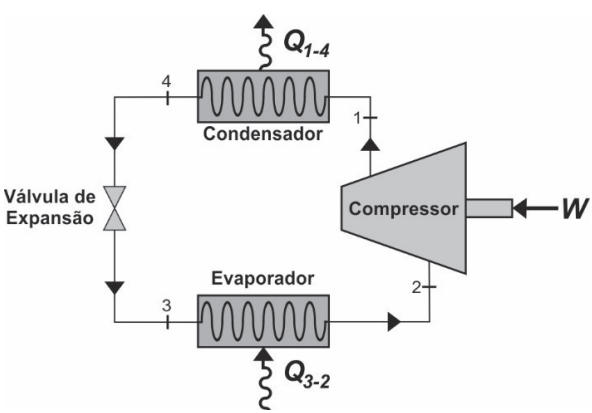
Observando a Figura 4.12(d), verifica-se que a eficiência térmica do ciclo é eficazmente aumentada quando elevamos o valor de T_H e/ou reduzimos o valor de T_C. Já em relação à variação de entropia $(S_1 - S_4)$, quando o valor desta é aumentado, o trabalho do ciclo W_{ciclo} também aumenta, porém o valor de Q_{1-4} também é aumentado, não resultando em ganho significativo na eficiência térmica do ciclo.

Sem medo de errar

Recordando nossa problematização, lembre-se de que você trabalha como engenheiro em uma empresa multinacional que atua no ramo de sistemas de refrigeração e bomba de calor. Dentre os produtos, destacam-se condicionadores de ar, câmaras frias, refrigeradores, *Chillers* e bombas de calor, dentre outros. A área que você atua é a de desenvolvimento de novos produtos, onde alguns desses estão sob sua responsabilidade técnica e você deverá dimensionar adequadamente os componentes desses sistemas. Um dos objetivos desses novos produtos, além da obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética, é o destaque de que os produtos da empresa consomem menos energia em relação aos concorrentes.

Nesse sentido, um segundo projeto se refere a uma bomba de calor destinada ao aquecimento de piscinas residenciais, sendo que seu ciclo termodinâmico é ilustrado na Figura 4.6. A fim de realizar um dimensionamento otimizado, aguçando o seu raciocínio crítico, como avaliar o calor cedido para aquecer a piscina? Como determinar o desempenho do ciclo? Qual a relação da entropia para esse ciclo da bomba de calor? A avaliação dos fluxos de calor que ocorrem nesse ciclo dependem da entropia?

Figura 4.6 | Ilustração de uma bomba de calor



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução:

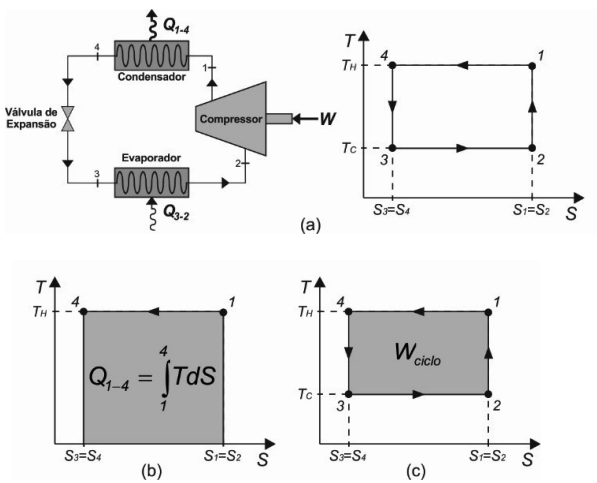
Como você compreendeu ao longo da seção, o conceito de entropia está intimamente ligado ao conceito de calor. A variação de entropia em um sistema que percorre um processo, indo do estado inicial **"1"** ao estado final **"2"** é dada por:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{rev}$$

Portanto, se um sistema está perfeitamente isolado, ou seja, não troca calor com a vizinhança, temos que $\delta Q = 0$ e a variação de entropia do sistema também será nula. Assim, a variação de entropia está relacionada a ciclos e processos termodinâmicos nos quais exista transferência de calor.

No caso do refrigerante R-134a, o ciclo idealizado para a bomba de calor é o ciclo de Carnot de refrigeração, mostrado na Figura 4.13(a).

Figura 4.13 | Ilustração: Ciclo de Carnot de Refrigeração e Diagrama $T - S$ (a); Calor Recebido (b); Trabalho Líquido (c).



Fonte: elaborada pelo autor.

O calor cedido pelo condensador para aquecer a piscina é representado pela área abaixo da curva $\overline{14}$, ilustrado na Figura 4.13(b) e dado por:

$$Q_{1-4} = \int_1^4 TdS = T_H(S_4 - S_1)$$

O coeficiente de desempenho para a bomba de calor, observando-se as Figuras 4.13(b) e (c), é dado por:

$$\beta' = \gamma = \frac{\text{(energia pretendida)}}{\text{(energia gasta)}} = \frac{Q_H}{W} = \frac{\text{área 4-1-S}_1\text{-S}_4\text{-4}}{\text{área 4-1-2-3-4}}$$

Assim, a entropia tem influência no coeficiente de desempenho, pois está relacionada ao calor trocado, sendo que o valor máximo possível para esse coeficiente é dado pelo ciclo de Carnot de refrigeração, representado na Figura 4.13(a).

Avançando na prática

Variação de entropia em gases ideais

Descrição da situação-problema

Você trabalha como engenheiro em uma empresa que envasa e distribui os gases O_2, N_2 e outros gases especiais. Um novo equipamento foi instalado para a linha de O_2 e você está determinando os parâmetros técnicos para a segurança desse processo. Nesse sentido, as normas determinam que a temperatura de envase do O_2 ($R = 0{,}2598\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$) deve ser constante e igual a $21°C$. O compressor eleva a pressão de $50\ \text{bar}$ para $200\ \text{bar}$ e, zelando para que tudo ocorra com segurança, você está avaliando a variação de entropia do gás. Assim, qual é o seu parecer em relação à variação de entropia do O_2 nesse processo?

Resolução da situação-problema

Esse processo é isotérmico, pois a temperatura do O_2 permanece constante e igual à $21°C$ para que o gás permaneça numa condição estável.

Você compreendeu, ao estudar a variação de entropia de um gás ideal, que a variação de entropia nesse processo é dada por:

$$s_2 - s_1 = s^0(T_2) - s^0(T_1) - R\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Como o processo é isotérmico, temos que $s^0(T_2) = s^0(T_1)$ e a variação da entropia é dada por:

$$s_2 - s_1 = -R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = -0,2598 \cdot \ln\left(\frac{200}{50}\right) = -0,3602 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Nota-se que a entropia do gás O_2 diminuiu e, como a entropia está relacionada à desordem das moléculas das substâncias, uma variação negativa indica uma condição mais estável para o processo.

Desse modo, você deve emitir um parecer concluindo que, respeitando as normas de segurança estabelecidas, o processo está dentro da normalidade.

Faça valer a pena

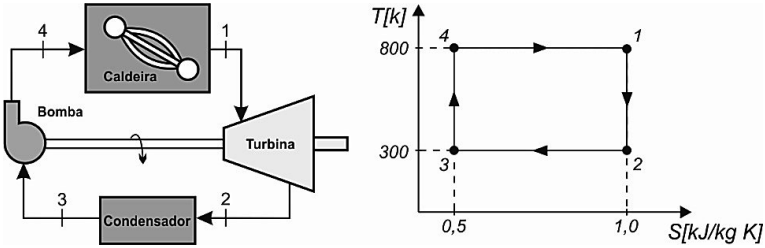
1. Em relação ao conceito de entropia em processos, avalie a veracidade das afirmações I, II e III a seguir:

I. A variação de entropia em um processo pode ser positiva, negativa ou nula.
II. A variação de entropia para gases ideais depende apenas das temperaturas do gás nos estados inicial e final.
III. Em processos reversíveis em que não há troca de calor, a variação de entropia é nula.

Analisando as afirmações apresentadas no texto-base, é correto o que se afirma em:
a) I apenas.
b) II apenas.
c) III apenas.
d) I e II apenas.
e) I e III apenas.

2. Um sistema percorre um ciclo de Carnot de potência, ilustrado no diagrama $T - S$ da Figura 4.14, que mostra também os valores de temperatura e entropia do ciclo.

Figura 4.14 | Diagrama $T - S$ - Ciclo de Potência de Carnot



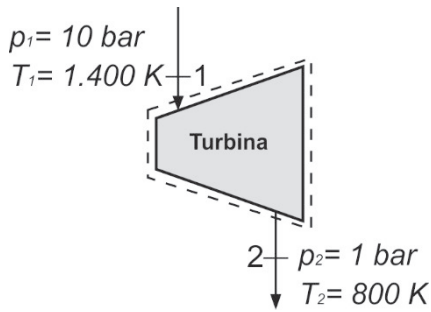
Fonte: elaborada pelo autor.

Em relação ao fluxo de calor recebido na caldeira e o trabalho realizado na turbina, qual das alternativas a seguir apresenta os valores corretos, respectivamente, dados em $[kJ]$.

a) 400 e 150.
b) 400 e 250.
c) 250 e 150.
d) 800 e 300.
e) 800 e 500.

3. A turbina a gás ilustrada na Figura 4.15 tem como fluido de trabalho o ar $R = 0{,}287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ que entra a uma pressão de $10\ \text{bar}$ e temperatura de $1.400\ \text{K}$ e sai com pressão de $1\ \text{bar}$ e temperatura de $800\ \text{K}$. Os valores das propriedades do ar são mostrados na Tabela 4.3. Determine a variação de entropia do ar ao passar pela turbina.

Figura 4.15 | Ilustração de uma turbina a gás



Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 4.3 | Propriedades do ar

Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)					
T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg × K	P_r	v_r
800	592,58	822,20	7,88514	38,388	13,897
850	633,42	877,40	7,95207	48,468	11,695
900	674,82	933,15	8,01581	60,520	9,9170
1300	1022,75	1395,89	8,44046	265,72	3,2626
1350	1067,94	1455,43	8,48539	310,74	2,8971
1400	1113,43	1515,27	8,52891	361,62	2,5817

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 563 e 564).

Escolha dentre as alternativas a seguir, aquela que corresponde ao correto valor da variação de entropia do ar ao passar pela turbina, dado em $[\mathrm{kJ/kg \cdot K}]$, considerando uma precisão de três casas decimais.

a) $0,644$.
b) $0,017$.
c) $0,007$.
d) $-0,017$.
e) $-0,644$.

Seção 4.3

Balanço de entropia

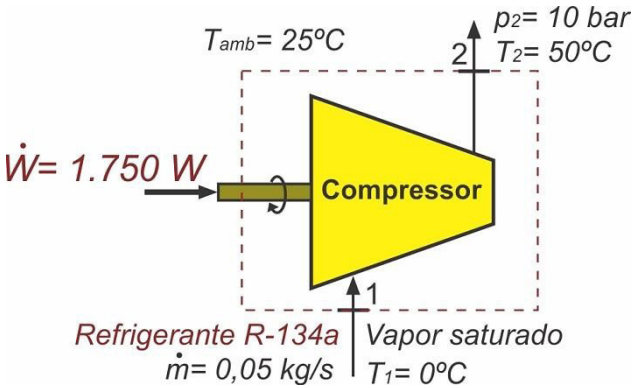
Diálogo aberto

Prezado aluno, a mídia aborda o tema aquecimento global com frequência diária e cita a baixa eficiência dos equipamentos, principalmente dos veículos, para os quais programas mundiais de melhoria contínua no aproveitamento energético são acordados entre os países. Tendo isso em mente, você observa o refrigerador da sua residência e se questiona como avaliar a eficiência dos dispositivos, em especial do compressor, para as condições reais de operação? Ou seja, dadas as condições de entrada e saída do compressor, qual a máxima eficiência possível que não violará a primeira e a segunda leis da termodinâmica?

Para contextualizar essas questões, imagine que você trabalha como engenheiro em uma empresa multinacional que atua no ramo de sistemas de refrigeração e de bomba de calor. Dentre os produtos, destacam-se condicionadores de ar, câmaras frias, refrigeradores, *chillers* e bombas de calor, dentre outros. A empresa tem como objetivo técnico buscar a sustentabilidade energética, produzindo equipamentos que possam ter o máximo desempenho possível e consumam o mínimo de potência. A área que você atua é a de desenvolvimento de novos produtos, na qual alguns desses estão sob sua responsabilidade técnica e você deverá dimensionar adequadamente os componentes desses sistemas. Um dos objetivos desses novos produtos, além da obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética, é o destaque de que os produtos da empresa consomem menos energia, em relação aos concorrentes.

Nesse sentido, o projeto de um aparelho condicionador de ar residencial deve ser minuciosamente analisado por você, a fim de minimizar as perdas de energia presentes nesse sistema. As condições de operação reais do compressor do condicionador de ar estão ilustradas na Figura 4.16 e as propriedades do refrigerante $R-134a$ são apresentadas na Tabela 4.4.

Figura 4.16 | Ilustração do Compressor do Condicionador de Ar



Fonte: elaborada pelo autor.

Atendendo aos objetivos da empresa e tendo em mente que a obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética requer o mínimo consumo energético para uma dada potência do condicionador de ar, como determinar a potência mínima ideal necessária para o funcionamento do compressor? Como avaliar a eficiência do compressor para essas condições operacionais? Como avaliar numericamente o desvio desse processo do processo ideal?

Tabela 4.4 | Propriedades da Refrigerante R-134a

R-134a saturado								R-134a superaquecido				
		Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)							
Temp. °C	Pressão kPa	Líquido saturado h_l	Evap. h_{lv}	Vapor saturado h_v	Líquido saturado s_l	Evap. s_{lv}	Vapor saturado s_v	Temp. °C	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
								1000 kPa (39,37°C)				
								Sat.	0,02038	399,16	419,54	1,7125
–5	244,5	193,32	202,02	395,34	0,9755	0,7534	1,7288	40	0,02047	399,78	420,25	1,7148
0	294,0	200,00	198,36	398,36	1,0000	0,7262	1,7262	50	0,02185	409,39	431,24	1,7494
5	350,9	206,75	194,57	401,32	1,0243	0,6995	1,7239	60	0,02311	418,78	441,89	1,7818

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 598 e 600).

Essas questões serão abordadas a seguir e você conhecerá e compreenderá o conceito do balanço de entropia para sistemas fechados e para volumes de controle, o significado de processos isentrópicos e como avaliar eficiências isentrópicas de turbinas, bocais, compressores e bombas.

Aguce o seu raciocínio crítico, conheça e compreenda os conceitos relativos ao balanço de entropia e eficiência isentrópica.

Bons estudos!

Não pode faltar

Balanço de entropia para sistemas fechados

Caro aluno, você já conheceu e compreendeu os balanços de energia e massa aplicados a um sistema fechado e a um volume de controle. Vamos agora aplicar um balanço de entropia, inicialmente a um sistema fechado. Da definição de entropia, temos:

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

Lembrando-se de que o termo do lado direito da equação é válido para processos reversíveis. Expressando a equação da entropia em termos da variável **geração de entropia** σ (note que alguns autores utilizam S_{ger}), podemos expressar a definição de entropia para todos os processos, inclusive os processos irreversíveis na seguinte forma:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{b} + \delta\sigma$$

Em que o índice b reforça que a avaliação desse termo é feita na fronteira do sistema. Fazendo a integração para um processo que vai do estado 1 ao estado 2, temos:

$$\int_{S_1}^{S_2} dS = \int_{1}^{2}\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{b} + \int_{1}^{2}\delta\sigma$$

$$S_2 - S_1 = \int_{1}^{2}\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{b} + \sigma$$

Em que a geração de entropia σ ocorre quando o processo é irreversível, ou seja:

$$\sigma = 0 \;\rightarrow\; \text{processos reversíveis}$$
$$\sigma > 0 \;\rightarrow\; \text{processos irreversíveis}$$

De acordo com Moran et al. (2018, p. 242) o balanço de entropia para sistemas fechados, expresso por $S_2 - S_1 = \int_{1}^{2}\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{b} + \sigma$, também pode ser entendido como:

$$\begin{pmatrix}\text{variação da quantidade}\\ \text{de entropia contida}\\ \text{no sistema durante um}\\ \text{certo intervalo de tempo}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{quantidade líquida de entropia}\\ \text{transferida para dentro através}\\ \text{da fronteira do sistema durante}\\ \text{o intervalo de tempo}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{quantidade de entropia}\\ \text{produzida no interior}\\ \text{do sistema durante}\\ \text{o intervalo de tempo}\end{pmatrix}$$

É importante compreender que a geração de entropia não é uma propriedade, tendo como causa os fatores de irreversibilidades presentes em cada processo e já compreendidos, como atrito, trocas de calor devido a diferenças finitas de temperatura, expansão não resistida, dentre outros. Assim, a variação de entropia para um processo ($S_2 - S_1$) pode ser negativa, positiva ou nula, mas a geração de entropia σ será sempre positiva ou nula.

Pesquise mais

Conheça o "Princípio de Aumento de Entropia" consultando o capítulo 6.8 – *Sentido dos Processos*, de Moran et al. (2013, p. 237 a 240), a fim de compreender que um processo acontece somente no sentido para o qual a soma da variação de entropia do sistema com a variação de entropia da vizinhança seja positiva. Nesse capítulo, também é abordada a interpretação estatística da entropia.

O balanço de entropia para sistemas fechados também pode ser expresso em termos de taxas temporais, dividindo os termos da equação $dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + \delta\sigma$ por dt e δt:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{(\delta Q/T)_b}{\delta t} + \frac{\delta\sigma}{\delta t}$$

É importante você compreender que, em termos de taxas temporais, podem haver várias regiões na superfície de controle com temperatura uniforme. Portanto, a equação $\frac{dS}{dt} = \frac{(\delta Q/T)_b}{\delta t} + \frac{\delta\sigma}{\delta t}$ pode ser expressa em termos da contribuição de cada uma dessas regiões:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_j \left[\frac{1}{T}\frac{(\delta Q)_b}{\delta t}\right] + \frac{\delta\sigma}{\delta t}$$

A **taxa de variação temporal de entropia do sistema** é dada por:

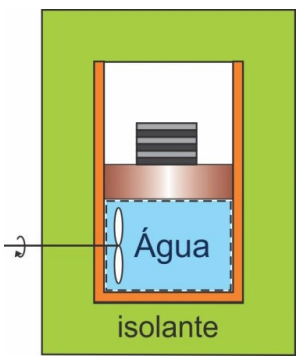
$$\frac{dS_{sist}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma}$$

Em que $\dot{Q}_j / T_j$ representa a **taxa temporal de transferência de entropia** através de uma parcela da fronteira cuja temperatura instantânea é T_j e $\dot{\sigma}$ corresponde à **taxa temporal de geração de entropia** devida a irreversibilidades que ocorrem no interior do sistema.

Exemplificando

Um conjunto pistão-cilindro isolado termicamente com o ambiente, conforme ilustra a Figura 4.17, contém **2 kg** de água no estado líquido saturado a uma pressão de **200 kPa**. O pistão pode se movimentar livremente, sem atrito. O agitador é então acionado e a água passa para o estado de vapor saturado. Determinar o trabalho recebido pela água, a geração de entropia e verificar se esse processo é reversível ou irreversível.

Figura 4.17 | Conjunto Pistão-Cilindro Isolado



Fonte: elaborada pelo autor.

As propriedades da água na região de saturação são apresentadas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 | Propriedades da água saturada em função da pressão

Água saturada: tabela em função da pressão												
		Volume específico (m^3/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
Pressão kPa	Temp. °C	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
P	T	v_l	v_v	u_l	u_{lv}	u_v	h_l	h_{lv}	h_v	s_l	s_{lv}	s_v
100	99,62	0,001043	1,69400	417,33	2088,72	2506,06	417,44	2258,02	2675,46	1,3025	6,0568	7,3593
125	105,99	0,001048	1,37490	444,16	2069,32	2513,48	444,30	2241,05	2685,35	1,3739	5,9104	7,2843
150	111,37	0,001053	1,15933	466,92	2052,72	2519,64	467,08	2226,46	2693,54	1,4335	5,7897	7,2232
175	116,06	0,001057	1,00363	486,78	2038,12	2524,90	486,97	2213,57	2700,53	1,4848	5,6868	7,1717
200	120,23	0,001061	0,88573	504,47	2025,02	2529,49	504,68	2201,96	2706,63	1,5300	5,5970	7,1271

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 578).

Resolução:

Para calcular o trabalho recebido pela água, aplicaremos um balanço de energia para sistema fechado e desprezaremos as variações de energias cinética e potencial gravitacional:

$$\Delta U + \cancelto{0}{\Delta EC} + \cancelto{0}{\Delta EP} = Q - W$$

Portanto,

$$\Delta U = Q - W$$

Como o sistema está isolado, não há troca de calor com a vizinhança. Assim:

$$\Delta U = \cancelto{0}{Q} - W$$

Portanto,

$$W = -\Delta U = -(U_2 - U_1) = m \cdot (u_1 - u_2)$$

Consultando a Tabela 4.5 para $p = 200$ kPa, em que o estado 1 corresponde a líquido saturado e o estado 2 a vapor saturado, obtemos $u_1 = 504{,}47$ kJ/kg e $u_2 = 2.529{,}49$ kJ/kg. Substituindo, temos:

$$W = 2 \cdot (504{,}47 - 2.529{,}49) = -4.050{,}04 \text{ kJ}$$

Para o cálculo da geração de entropia, aplicaremos um balanço de entropia para sistemas fechados.

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b + \sigma$$

Como o sistema está isolado, não há troca de calor com a vizinhança, portanto $\delta Q = 0$. Assim:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b^0 + \sigma$$

Portanto, temos que:

$$\sigma = S_2 - S_1 = m \cdot (s_2 - s_1)$$

Consultando a Tabela 4.5 para $p = 200$ kPa, obtemos $s_1 = 1{,}5300$ kJ/kg·K e $s_2 = 7{,}1271$ kJ/kg·K. Substituindo, temos:

$$\sigma = 2 \cdot (7{,}1271 - 1{,}5300) = 11{,}1942 \text{ kJ/K}$$

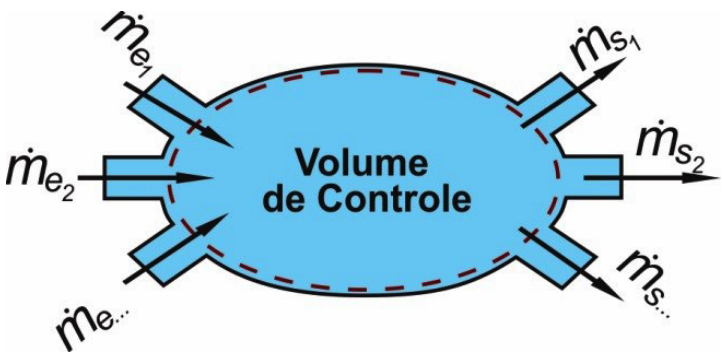
Como $\sigma > 0$, temos que esse processo é irreversível.

Concluindo, o trabalho recebido pela água é 4.050,04 kJ, a geração de entropia é 11,1942 kJ/K e o processo é irreversível.

Balanço da taxa de entropia para volumes de controle

Consideremos um volume de controle em que haja várias entradas e várias saídas, conforme ilustra a Figura 4.18.

Figura 4.18 | Volume de controle



Fonte: elaborada pelo autor.

Por ser uma propriedade extensiva, deveremos considerar que a entropia pode ser transferida para dentro ou para fora do volume de controle por cada uma dessas entradas e saídas, respectivamente. Assim, o balanço de entropia em termos de taxas temporais para um volume de controle é dado por:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{vc}$$

Que pode ser compreendido como:

$$\begin{pmatrix}\text{taxa de}\\ \text{variação de entropia}\\ \text{do volume de controle}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{taxas de}\\ \text{transferência de entropia}\\ \text{no volume de controle}\end{pmatrix} \begin{pmatrix}\text{taxa de}\\ \text{geração de entropia}\\ \text{no volume de controle}\end{pmatrix}$$

Para processo em regime permanente, temos que $dS_{vc}/dt = 0$. Portanto, a equação fica:

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{vc}$$

Quando há apenas uma entrada e uma saída no volume de controle em estudo, pela lei da conservação de massa temos que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$, em que $\dot{m}$ representa o fluxo de massa que entra e sai do volume de controle, em regime permanente. Assim:

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{m}s_1 - \dot{m}s_2 + \dot{\sigma}_{vc}$$

Temos que s_1 e s_2 são as entropias específicas na entrada e saída do volume de controle, respectivamente. Rearranjando a equação, temos que a variação de entropia é dada por:

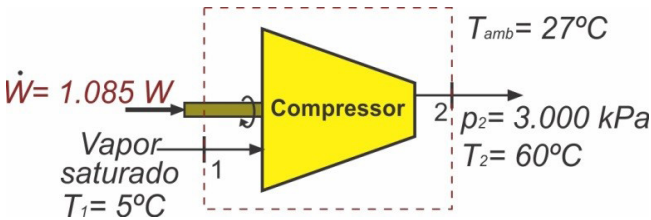
$$s_2 - s_1 = \frac{1}{\dot{m}}\left(\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j}\right) + \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}}$$

Exemplificando

Um aparelho condicionador de ar residencial de 12.000 Btu/h opera com o refrigerante R-410a em regime permanente e tem a potência consumida no compressor de 1.085 W, conforme apontam os dados técnicos do fabricante. Vapor saturado do refrigerante R-410a à temperatura de 5°C entra no compressor com uma

vazão de $0{,}03\ \text{kg/s}$ e sai à pressão de $3\ \text{MPa}$ e temperatura de $60°C$. A Figura 4.19 ilustra o desenho esquemático do compressor. Para uma temperatura ambiente média de $27°C$, determine a taxa de geração de entropia no compressor. A Tabela 4.6 fornece as propriedades do R-410a.

Figura 4.19 | Ilustração do Compressor



Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 4.6 | Propriedades da Refrigerante R-410a

R-410A saturado														
		Volume específico (m^3/kg)			Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
Temp. °C	Pressão kPa	Líquido saturado v_l	Evap. v_{lv}	Vapor saturado v_v	Líquido saturado u_l	Evap. u_{lv}	Vapor saturado u_v	Líquido saturado h_l	Evap. h_{lv}	Vapor saturado h_v	Líquido saturado s_l	Evap. s_{lv}	Vapor saturado s_v
0	798,7	0,000855	0,03182	0,03267	57,07	195,95	253,02	57,76	221,37	279,12	0,2264	0,8104	1,0368
5	933,9	0,000870	0,02699	0,02786	64,60	189,93	254,53	65,41	215,13	280,55	0,2537	0,7734	1,0272

R-410A superaquecido									
T °C	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
	3000 kPa (49,07°C)				4000 kPa (61,90°C)			
Sat.	0,00729	258,19	280,06	0,9303	0,00460	250,37	268,76	0,8782
60	0,00858	274,96	300,70	0,9933	-	-	-	-
80	0,01025	298,38	329,12	1,0762	0,00661	285,02	311,48	1,0028

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 593 e 597).

Resolução:

Considerando que o compressor esteja operando em regime permanente, para uma entrada e uma saída, o balanço da taxa de massa fornece:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = 0{,}03\ \text{kg/s}$$

Para calcular a taxa de geração de entropia, utilizaremos a equação da taxa de variação de entropia:

$$s_2 - s_1 = \frac{1}{\dot{m}}\left(\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j}\right) + \frac{\dot{\sigma}}{\dot{m}}$$

Sendo que, para o volume de controle ilustrado na Figura 4.19, pode ser escrita como:

$$\dot{\sigma} = \dot{m}\cdot(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}}{T_{amb}}$$

Os valores de entropia na entrada e na saída do compressor são obtidos consultando a Tabela 4.6: $s_1 = 1{,}0272\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ e $s_2 = 0{,}9933\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$

O valor de $\dot{Q}$ é obtido aplicando um balanço de energia para volume de controle, desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\cdot\left[(h_1 - h_2) + \cancelto{0}{\left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2}\right)} + \cancelto{0}{g\,(z_1 - z_2)}\right]$$

Ou seja:

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}\cdot(h_2 - h_1) + \dot{W}_{vc}$$

Os valores da entalpia específica na entrada e na saída do compressor são obtidos consultando a Tabela 4.6: $h_1 = 280{,}55\ \text{kJ/kg}$ e $h_2 = 300{,}70\ \text{kJ/kg}$. O valor da potência recebida pelo compressor (ou seja, negativa) é $\dot{W}_{vc} = -1.085\ \text{W} = -1{,}085\ \text{kW}$. Substituindo, temos que:

$$\dot{Q}_{vc} = 0{,}03\cdot(300{,}70 - 280{,}55) - 1{,}085 = -0{,}4805\ \text{kW}$$

Sendo $T_{amb} = 27°C = 300{,}15\ \text{K}$, a taxa de geração de entropia é:

$$\dot{\sigma} = \dot{m}\cdot(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}}{T_{amb}}$$

Finalmente, temos que:

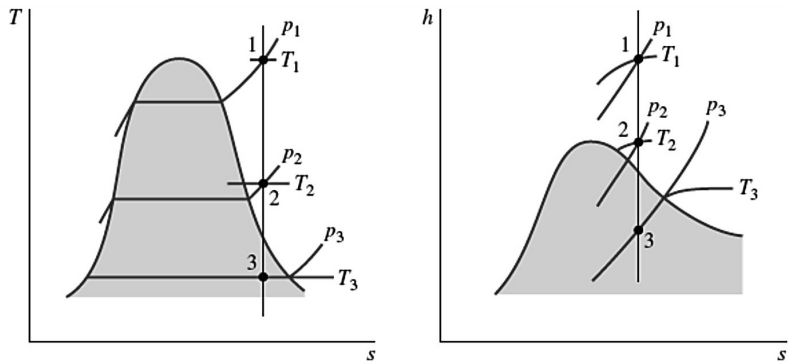
$$\dot{\sigma} = 0{,}03\cdot(0{,}9933 - 1{,}0272) - \frac{-0{,}4805}{300{,}15} = 0{,}00058\ \text{kW/K}$$

Concluindo, a taxa de geração de entropia produzida no compressor do aparelho condicionador de ar considerado é $0{,}00058\ \text{kW/K}$.

Processos isentrópicos

Um processo é denominado isentrópico quando a entropia durante todo o processo permanece constante. Quando processos são analisados em diagramas *temperatura-entropia* $(T-s)$ ou *entalpia-entropia* $(h-s)$, temos que a entropia é apresentada na abscissa do sistema cartesiano. Assim, para processos isentrópicos, a entropia permanece constante e o processo é representado por uma linha vertical, conforme ilustra a Figura 4.20 para um processo que se inicia no estado 1 e termina no estado 3.

Figura 4.20 | Diagramas Temperatura-Entropia e Entalpia-Entropia para um processo isentrópico indo do estado 1 ao estado 3



Fonte: Moran et al. (2018, p. 259).

Para gases ideais, a equação da variação de entropia fica:

$$\cancelto{0}{s_2 - s_1} = s^0(T_2) - s^0(T_1) - R\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Rearranjando, temos que:

$$\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{s^0(T_2) - s^0(T_1)}{R}$$

$$e^{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} = e^{\frac{s^0(T_2) - s^0(T_1)}{R}}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{e^{\frac{s^0(T_2)}{R}}}{e^{\frac{s^0(T_1)}{R}}}$$

O termo $e^{\frac{s^0(T)}{R}}$ é denominado $p_r(T)$, que é chamado por alguns autores de "pressão relativa", sendo função apenas da temperatura. Valores de p_r em função da temperatura são disponibilizados na literatura científica, principalmente para o ar. Assim, a equação $\frac{p_2}{p_1} = \frac{e^{\frac{s^0(T_2)}{R}}}{e^{\frac{s^0(T_1)}{R}}}$ fica:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

Reflita

Considerando a relação $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$ para gases ideais e admitindo calores específicos constantes, é possível chegar ao equacionamento de um processo politrópico, em que $p \cdot v^n = cons\,tan\,te$. Nesse caso, qual seria o valor do expoente "n"?

Eficiências isentrópicas de turbinas, bocais, compressores e bombas

As eficiências isentrópicas de turbinas, bocais, compressores e bombas, que são dispositivos frequentemente utilizados nas indústrias, servem de "comparação entre o desempenho real de um equipamento e o desempenho que seria atingido em condições idealizadas para o mesmo estado inicial e a mesma pressão de saída" (MORAN et al., 2018, p. 264).

Para **turbinas**, vamos admitir um processo entre os estados inicial "1" e final "2". Aplicando um balanço de energia em regime permanente, desprezando as variações de energia cinética e potencial gravitacional e admitindo que a troca de calor entre a turbina e a vizinhança seja muito baixa, ou seja, desprezível, temos:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{0} - \dot{W}_{vc} + \dot{m} \cdot \left[(h_1 - h_2) + \cancel{\left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right)}^{0} + \cancel{g\,(z_1 - z_2)}^{0} \right]$$

Rearranjando, temos que:

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

Analisando a equação $\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$, com o estado inicial **"1"** fixo, percebe-se que quanto menor o valor da entalpia no estado final **"2"** maior será o trabalho útil da turbina. Assim, o valor mínimo possível para o estado final pode ser determinado a partir dos conceitos da segunda lei da termodinâmica. Como foi admitido que a troca de calor entre a turbina e a vizinhança é desprezível, temos:

$$s_2 - s_1 = \frac{1}{\dot{m}}\left(\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j}^{0}\right) + \frac{\dot{\sigma}}{\dot{m}}$$

$$\frac{\dot{\sigma}}{\dot{m}} = s_2 - s_1$$

Como a geração de entropia não pode ser negativa, o menor valor possível é zero, ou seja, quando não há presença de irreversibilidades, correspondendo a um processo isentrópico, no qual $s_2 = s_1$. Denominando h_{2s} a entalpia para esse processo isentrópico, o maior valor possível para o trabalho será:

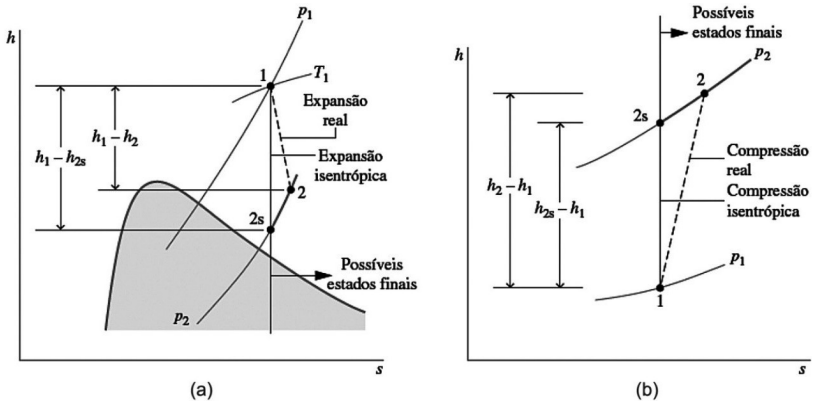
$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = h_1 - h_{2s}$$

A **eficiência isentrópica da turbina** η_t é definida como:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{vc}/\dot{m}}{\left(\dot{W}_{vc}/\dot{m}\right)_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

A Figura 4.21(a) ilustra a expansão que ocorre na turbina em um processo real e o processo isentrópico. Observe a linha de pressão constante do estado final (p_2), determinando que o maior valor possível para a diferença de entalpias entre a entrada e a saída corresponde a um processo isentrópico. A eficiência isentrópica de turbinas situa-se na faixa entre 70% e 88% (VAN WYLEN et al., 2003, p. 258).

Figura 4.21 | Ilustração de expansão e compressão Isentrópicas e reais



Fonte: Moran et al. (2018, p. 265 e 269).

Para **compressores e bombas**, a análise é similar, porém, deve ser considerado que o trabalho é realizado sobre o sistema. Aplicando um balanço de energia e considerando as hipóteses descritas para turbinas,

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{0} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\cdot\left[(h_1 - h_2) + \cancel{\left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2}\right)}^{0} + \cancel{g\,(z_1 - z_2)}^{0}\right]$$

Rearranjando, temos que:

$$-\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

O trabalho mínimo necessário para acionamento de bombas e compressores é dado por:

$$\left(-\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = h_{2s} - h_1$$

A **eficiência isentrópica do compressor** η_c é definida como:

$$\eta_c = \frac{\left(-\dot{W}/\dot{m}\right)_s}{-\dot{W}/\dot{m}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

De maneira similar, a **eficiência isentrópica da bomba** η_b é definida como:

$$\eta_b = \frac{\left(-\dot{W}/\dot{m}\right)_s}{-\dot{W}/\dot{m}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

A Figura 4.21(b) ilustra a compressão que ocorre em compressores e bombas para um processo real e um processo isentrópico. A eficiência isentrópica de compressores situa-se na faixa entre 75% e 85% (MORAN et al., 2018, p. 269).

Para bocais, aplicando um balanço de energia em regime permanente, desprezando a variação de energia potencial gravitacional e admitindo que a troca de calor entre a turbina e a vizinhança seja desprezível, temos:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{0} - \cancel{\dot{W}_{vc}}^{0} + \dot{m}\cdot\left[(h_1 - h_2) + \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} + g\cancel{(z_1 - z_2)}^{0}\right]$$

Rearranjando, temos que:

$$\frac{v_2^2}{2} = h_1 - h_2 + \frac{v_1^2}{2}$$

A **eficiência isentrópica de um bocal** η_{bocal} é definida como:

$$\eta_{bocal} = \frac{V_2^2/2}{\left(V_2^2/2\right)_s}$$

No qual o índice **"s"** refere-se à energia cinética num processo isentrópico (h_{2s}). A eficiência isentrópica de bocais situa-se na faixa entre 90% e 97% (BORGNAKKE et al., 2009, p. 265).

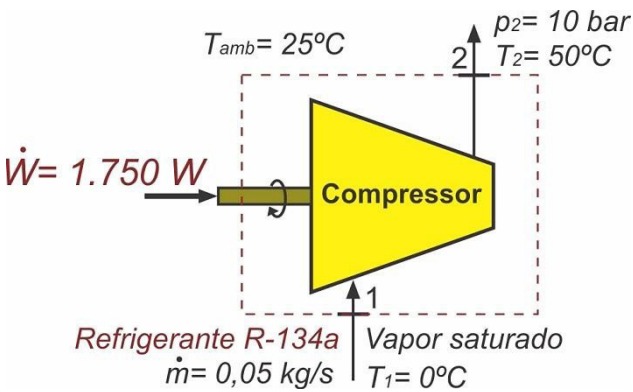
Assimile

A partir dos estados inicial e final definidos em um processo real, a eficiência isentrópica é determinada considerando um processo isentrópico (ideal) e obtendo o valor da entalpia que corresponde ao valor da entropia do estado inicial e pressão do estado final e procedendo, assim, os devidos cálculos.

Sem medo de errar

Relembrando, você trabalha como engenheiro em uma empresa multinacional que atua no ramo de sistemas de refrigeração e de bomba de calor. A área que você atua é a de desenvolvimento de novos produtos, na qual alguns desses estão sob sua responsabilidade técnica e você deverá dimensionar adequadamente os componentes desses sistemas. Nesse sentido, o projeto de um aparelho condicionador de ar residencial deve ser minuciosamente analisado por você, a fim de minimizar as perdas de energia presentes nesse sistema. As condições de operação reais do compressor do condicionador de ar estão ilustradas na Figura 4.16 e as propriedades do refrigerante $R-134a$ são apresentadas na Tabela 4.4.

Figura 4.16 | Ilustração do compressor do condicionador de ar



Fonte: elaborada pelo autor.

Atendendo aos objetivos da empresa e tendo em mente que a obtenção da classe "A" no selo de eficiência energética requer o mínimo consumo energético para uma dada potência do condicionador de ar, como determinar a potência mínima ideal necessária para o funcionamento do compressor? Como avaliar a eficiência do compressor para essas condições operacionais? Como avaliar numericamente o desvio desse processo do processo ideal?

Tabela 4.4 | Propriedades da Refrigerante R-134a

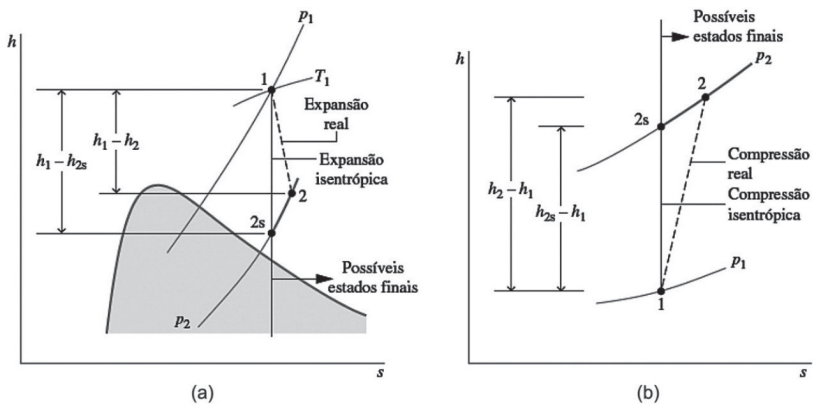
R-134a saturado								R-134a superaquecido				
		Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)							
Temp. °C	Pressão kPa	Líquido saturado h_l	Evap. h_{lv}	Vapor saturado h_v	Líquido saturado s_l	Evap. s_{lv}	Vapor saturado s_v	Temp. °C	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
								1000 kPa (39,37°C)				
–5	244,5	193,32	202,02	395,34	0,9755	0,7534	1,7288	Sat.	0,02038	399,16	419,54	1,7125
0	294,0	200,00	198,36	398,36	1,0000	0,7262	1,7262	40	0,02047	399,78	420,25	1,7148
5	350,9	206,75	194,57	401,32	1,0243	0,6995	1,7239	50	0,02185	409,39	431,24	1,7494
								60	0,02311	418,78	441,89	1,7818

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 598 e 600).

Resolução:

O gráfico $h-s$ ilustrado a Figura 4.21(b) nos mostra o processo de compressão isentrópica e real, similar à nossa problematização proposta.

Figura 4.21 | Ilustração de expansão e compressão Isentrópicas e reais



Fonte: Moran et al. (2018, p. 265 e 269).

Assim, a potência mínima ideal para acionar o compressor é aquela dada para um processo isentrópico, ou seja, considerando que $s_2 = s_1$. Aplicando um balanço de energia ao compressor, ilustrado na Figura 4.16, desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional e admitindo que o processo seja isentrópico, temos:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_c}^{\,0} - \dot{W}_c + \dot{m}\cdot\left[(h_1 - h_{2s}) + \cancel{\left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2}\right)}^{\,0} + \cancel{g\,(z_1 - z_2)}^{\,0}\right]$$

Rearranjando, temos que:

$$\left(\dot{W}_c\right)_{\text{min}} = \dot{m}\cdot(h_1 - h_{2s})$$

Consultando a Tabela 4.4, as propriedades do refrigerante $R-134a$ são:

Estado 1: vapor saturado ; $T_1 = 0°C$
$h_1 = 398,36$ kJ/kg ; $s_1 = 1,7262$ kJ/kg·K

Estado 2: $p_2 = 10$ bar $= 1.000$ kPa ; $T_2 = 50°C$
$h_2 = 431,24$ kJ/kg ; $s_2 = 1,7494$ kJ/kg·K

Para determinar h_{2s}, iremos considerar $s_2 = s_1 = 1,7262$ kJ/kg·K e vamos interpolar entre as temperaturas de $40°C$ e $50°C$, ou seja:

$$\frac{h_{2s} - h_{40°C}}{h_{50°C} - h_{40°C}} = \frac{s_{2s} - s_{40°C}}{s_{50°C} - s_{40°C}}$$

$$\frac{h_{2s} - 420,25}{431,24 - 420,25} = \frac{1,7262 - 1,7148}{1,7494 - 1,7148}$$

$$h_{2s} = 423,87 \text{ kJ/kg}$$

Substituindo, temos:

$$\left(\dot{W}_c\right)_{\text{min}} = \dot{m}\cdot(h_1 - h_{2s}) = 0,05\cdot(398,26 - 423,87) = -1,28 \text{ kW}$$

Para as condições operacionais estabelecidas, o desempenho do compressor pode ser avaliado através da eficiência isentrópica, que é dada por:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{423,87 - 398,36}{431,24 - 398,36} = 0,776 \text{ ou } 77,6\%$$

O desvio do processo proposto (real) em relação ao ideal pode ser avaliado numericamente através da taxa de geração de entropia, que é dada por:

$$\dot{\sigma} = \dot{m}\cdot(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}}{T_{amb}}$$

Para determinar $\dot{Q}$, vamos aplicar um balanço de energia no compressor, desprezando as variações de energias cinética e potencial gravitacional:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m} \cdot \left[(h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right)^{0} + g\,(z_1 - z_2)^{0} \right]$$

Rearranjando, temos que:

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{W}_{vc}$$

Substituindo os valores e lembrando que $\dot{W}_{vc} = -1.750 \text{ W} = -1{,}75 \text{ kW}$, temos:

$$\dot{Q}_{vc} = 0{,}05 \cdot (431{,}24 - 398{,}36) - 1{,}75 = -0{,}106 \text{ kW}$$

Substituindo os valores na equação da taxa de geração de entropia, temos:

$$\dot{\sigma} = \dot{m} \cdot (s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}}{T_{amb}} = 0.05 \cdot (1{,}7494 - 1{,}7262) - \frac{-0{,}106}{298{,}15} = 0{,}00152 \text{ kW/K}$$

Concluindo, de acordo com os dados operacionais do compressor, a potência mínima possível para o acionamento desse compressor é de **1,28 kW**, para o qual a eficiência isentrópica é de **77,6%**. Em relação a um processo ideal, pode-se dizer que o processo proposto possui irreversibilidades que podem ser expressas numericamente em termos da taxa de geração de entropia, que é de **0,00152 kW/K**.

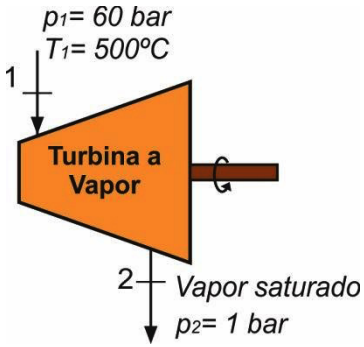
Avançando na prática

Cálculo de desempenho de turbinas a partir da eficiência Isentrópica

Descrição da situação-problema

Imagine que você trabalha como engenheiro numa empresa fabricante de turbinas a vapor. Um cliente solicitou a avaliação da eficiência de uma turbina instalada atualmente na empresa, a fim de decidir sobre uma possível troca desse equipamento. Assim, você coletou dados referentes às propriedades da água na entrada e na saída da turbina, bem como fez um desenho esquemático, ilustrado na Figura 4.22, com os dados obtidos.

Figura 4.22 | Ilustração da turbina a vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

Consultou também as tabelas de vapor para a obtenção das demais propriedades, ilustradas na Tabela 4.7. A partir disso, como você avaliaria o desempenho da turbina, comparado ao desempenho médio de mercado?

Tabela 4.7 | Tabelas de vapor

Água saturada: tabela em função da pressão								Vapor d'água superaquecido				
		Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)			T	v (m^3/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
Pressão kPa	Temp. °C	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	P = 6000 kPa (275,64)				
P	T	h_l	h_{lv}	h_v	s_l	s_{lv}	s_v	Sat.	0,03244	2589,69	2784,33	5,8891
75	91,77	384,36	2278,59	2662,96	1,2129	6,2434	7,4563	300	0,03616	2667,22	2884,19	6,0673
100	99,62	417,44	2258,02	2675,46	1,3025	6,0568	7,3593	350	0,04223	2789,61	3042,97	6,3334
125	105,99	444,30	2241,05	2685,35	1,3739	5,9104	7,2843	400	0,04739	2892,81	3177,17	6,5407
								450	0,05214	2988,90	3301,76	6,7192
								500	0,05665	3082,20	3422,12	6,8802
								550	0,06101	3174,57	3540,62	7,0287

Fonte: adaptada de Borgnakke e Sonntag (2009, p. 578 e 582).

Resolução da situação-problema

Para determinar a máxima eficiência de uma turbina a vapor a partir das propriedades operacionais, podemos primeiramente calcular a eficiência isentrópica da turbina e comparar com os valores médios de mercado, verificando se esse valor se situa entre 70% e 88%. Para o cálculo da eficiência isentrópica, utilizaremos:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}/\dot{m}}{\left(\dot{W}/\dot{m}\right)_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Consultando a Tabela 4.7, obtemos os seguintes valores das propriedades:

$$\boxed{\begin{array}{l}\text{Estado 1: } p_1 = 60 \text{ bar} = 6.000 \text{ kPa} \; ; \; T_1 = 500^{\circ}C \\ h_1 = 3.422{,}12 \text{ kJ/kg} \;\; ; \;\; s_1 = 6{,}8802 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}\end{array}}$$

$$\boxed{\begin{array}{l}\text{Estado 2: vapor saturado} \; ; \; p_2 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa} \\ h_2 = 2.675{,}46 \text{ kJ/kg} \;\; ; \;\; s_2 = 7{,}3593 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}\end{array}}$$

Para a obtenção de h_{2s}, o valor da entropia na saída da turbina deverá ser $s_{2s} = s_1 = 6{,}8802 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$. Assim, ao invés de vapor saturado haverá uma mistura bifásica líquido-vapor. O valor do título será:

$$x = \frac{s_{2s} - s_l}{s_v - s_l}$$

Consultando a Tabela 4.7 para $p = 100 \text{ kPa}$, encontramos que $s_l = 1{,}3025 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ e $s_v = s_2 = 7{,}3593 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$. Portanto:

$$x = \frac{6{,}8802 - 1{,}3025}{7{,}3593 - 1{,}3025} = 0{,}921$$

Assim, h_{2s} é dado por:

$$h_{2s} = x \cdot h_v + (1 - x) \cdot h_l$$

Da Tabela 4.7 para $p = 100 \text{ kPa}$, temos que $h_l = 417{,}44 \text{ kJ/kg}$ e $h_v = h_2 = 2.675{,}46 \text{ kJ/kg}$. Portanto:

$$h_{2s} = 0{,}921 \cdot 2.675{,}46 + (1 - 0{,}921) \cdot 417{,}44 = 2.497{,}08 \text{ kJ/kg}$$

Assim, a eficiência isentrópica da turbina é dada por:

$$\eta_t = \frac{3.422{,}12 - 2.675{,}46}{3.422{,}12 - 2.497{,}08} = 0{,}807 \text{ ou } 80{,}7\%$$

Concluindo, como a eficiência isentrópica de um turbina comercial possui valores médios de mercado entre 70% e 88%, temos que o desempenho da turbina em questão está dentro da média.

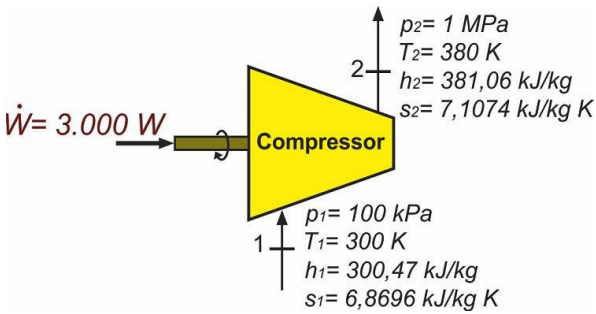
Faça valer a pena

1. A partir dos conceitos da segunda lei da termodinâmica, a aplicação do balanço de entropia para sistemas fechados e volumes de controle permite avaliar a variação de entropia em um processo. Assim, é possível estimar a intensidade das irreversibilidades presentes nesse processo.

Em relação ao balanço de entropia descrito no texto-base, escolha dentre as alternativas a seguir aquela que representa o correto conceito relativo à intensidade das irreversibilidades.
a) Geração de entalpia.
b) Variação de entropia.
c) Geração de entropia.
d) Variação de entalpia.
e) Geração de energia.

2. Um compressor industrial opera com eficiência isentrópica de 78% e consome 6.000 W de potência. Ar é captado do ambiente e entra no compressor com pressão de 100 kPa e temperatura de 300 K e, após a compressão, sai a 1 MPa de pressão e temperatura de 380 K. As propriedades do ar nessas condições são mostradas na Figura 4.23, que exibe também um desenho esquemático do compressor.

Figura 4.23 | Ilustração do compressor

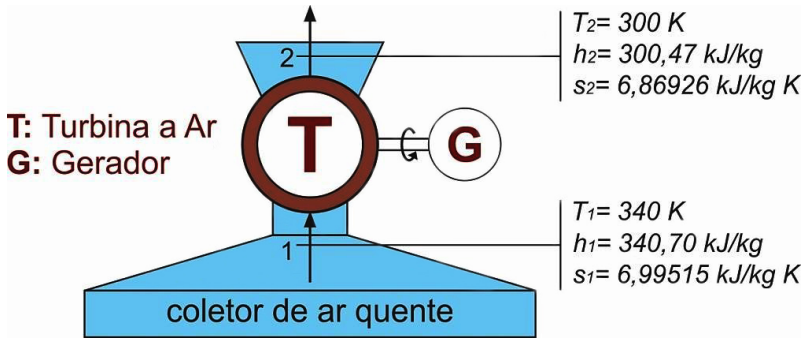


Fonte: elaborada pelo autor.

De acordo com o texto-base, faça os cálculos e escolha dentre as alternativas a seguir aquela que corresponde à menor potência possível para a operação do compressor, sem violar a primeira e a segunda lei da termodinâmica.
a) 4.680 W.
b) 4.860 W.
c) 5.280 W.
d) 5.460 W.
e) 5.820 W.

3. Um engenheiro afirma ter inventado um dispositivo que utiliza uma turbina a ar para aproveitar o calor rejeitado pela geladeira, no condensador. De acordo com o engenheiro, a turbina é perfeitamente isolada e disponibiliza 10 W de potência em regime permanente. O engenheiro aconselha que essa potência, após conversão em eletricidade no gerador, seja aproveitada para acionar lâmpadas de LED (Light Emitting Diode, traduzido como "diodo emissor de luz"), que tem baixo consumo de eletricidade. A Figura 4.24 ilustra o dispositivo, com os respectivos valores das propriedades do ar na entrada "1" e na saída "2", sendo que a pressão na entrada e na saída pode ser admitida como constante e igual à pressão atmosférica local.

Figura 4.24 | Ilustração da turbina a ar



Fonte: elaborada pelo autor.

De acordo com o texto-base, avalie as afirmações a seguir, referentes à análise da primeira e segunda lei da termodinâmica, e assinale aquela que corresponde à correta análise do dispositivo proposto pelo engenheiro.

a) O dispositivo proposto viola a primeira lei da termodinâmica, pois a variação de entalpia específica é negativa.

b) O dispositivo proposto viola a primeira lei da termodinâmica, pois não é possível produzir trabalho com uma diferença tão pequena entre as temperaturas de entrada e saída do ar.

c) O dispositivo proposto não viola a segunda lei da termodinâmica, pois a eficiência isentrópica da turbina é igual a 100%.

d) O dispositivo proposto viola a segunda lei da termodinâmica, pois a geração de entropia é negativa.

e) O dispositivo proposto não viola a primeira lei da termodinâmica, pois a entropia específica durante o processo diminui.

Referências

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica.** 7. ed. São Paulo: Blucher, 2009. 461 p.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michel A. **Termodinâmica.** 5. ed. Mac Graw Hill, 2007. 740 p.

IENO, Gilberto. **Termodinâmica.** São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2013. 227 p.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011. 643 p.

LEVENSPIEL, Octave. **Termodinâmica amistosa para engenheiros.** São Paulo E. Blucher, 2013. 323 p.

LUZZI, Roberto. **Tópicos em termodinâmica estatística de processos dissipativos.** Campinas Ed. da Unicamp, 2000. 163 p.

MORAN, Michael J. et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 7. ed. Local: Grupo GEN Rio de Janeiro, 2013. 823 p.

_____. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 8. Ed. Local: Grupo GEN Rio de Janeiro, 2018. 890 p.

SILVA NETO, O. C. da et al. **Os princípios termodinâmicos e a entropia.** Disponível em: <http://www.editorarealize.com.br/revistas/conedu/trabalhos/TRABALHO_EV056_MD1_SA18_ID4830_15082016135725.pdf>. Acesso em: 14 jul. 2018. 2016, 11 p.

SMITH, Joe Mauk; VAN NESS, Hendrick C.; ABBOTT, Michael M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química.** 7. ed. Local: Grupo GEN Rio de Janeiro, 2007. 644 p.

SONNTAG, Richard Edwin; BORGNAKKE, Claus. **Introdução à termodinâmica para engenharia.** Local: Grupo GEN Rio de Janeiro, 2003. 400 p.

VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard Edwin; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2003. 577 p.

ISBN 978-85-522-1186-0