

ANÁLISE DE PRIMEIRA E SEGUNDA LEIS DA TERMODINÂMICA E TERMOECONÔMICA DE ARMAZENADORES DE CALOR SENSÍVEL

Santiago del Rio Oliveira – santiagooliveira@yahoo.com.br

Luiz Fernando Milanez – milanez@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica

2.2 – Equipamentos e sistemas de aquecimento de água

Resumo. Em sistemas de aquecimento solar existe a necessidade de armazenadores de energia térmica. Nesses armazenadores a energia térmica pode ser armazenada por calor sensível ou por calor latente e é de interesse técnico e científico o projeto de unidades de armazenamento eficientes e de baixo custo. A ferramenta mais utilizada para esse fim é a análise termodinâmica. O objetivo desse trabalho é fazer uma análise de primeira e segunda lei da termodinâmica e também uma análise termoeconômica de um sistema simples de armazenamento de energia térmica. Esse sistema consiste em uma massa de líquido como meio de armazenamento de energia térmica e uma corrente de gás quente como fluido de transferência de calor. A análise é realizada para processo de carregamento e descarregamento. Além disso, é realizado um estudo de caso simples para ilustrar a aplicação dos resultados obtidos.

Palavras-chave: Calor Sensível, Energia Solar, Geração de Entropia, Exergia.

1. INTRODUÇÃO

Existem diversas formas de se armazenar energia, dentre elas: armazenamento térmico (sensível ou latente), armazenamento por bombeamento de água, armazenamento por vapor pressurizado, armazenamento por ar comprimido, armazenamento eletromagnético, armazenamento eletroquímico, armazenamento químico, armazenamento mecânico, entre outros. Alguns parâmetros como o tipo de energia a ser armazenada, a duração da armazenagem, o uso final da energia, além de outros fatores, é o que determina a adoção de um ou outro sistema de armazenamento.

Os sistemas de armazenamento térmico são usualmente os de maior aplicabilidade, e tem sua utilização na grande maioria dos processos industriais, além de aplicação direta em coletores de energia solar para aquecimento de água, resfriamento e aquecimento ambiental, em processos de secagem e outros. Pode-se subdividi-los em:

a) armazenamento de calor sensível – feito através da elevação da temperatura de líquidos ou sólidos, sendo este último mais raro.

b) armazenamento de calor latente – também chamado de armazenamento por mudança de fase, onde se usa o calor latente de fusão ou vaporização de materiais como sais, enxofres, materiais compostos e outros.

c) armazenamento híbrido – quando se consegue armazenar calor combinando os calores sensível e latente.

Mesmo sabendo-se que as capacidades térmicas específicas dos armazenadores de calor sensível são menores que as dos armazenadores de calor latente, é de interesse analisar com maior profundidade o armazenamento de calor sensível em líquidos, sendo este o objetivo principal deste trabalho. Isto se justifica pela facilidade de operação, facilidade de controle, baixo custo, níveis de temperaturas mais baixos e principalmente a possibilidade de operar diretamente com o fluido de trabalho.

Dentre as motivações para a realização desse trabalho, destacam-se o armazenamento e a utilização da energia solar. Devido à defasagem no tempo entre o período em que o fluido de trabalho é aquecido pela radiação solar e aquele em que é utilizado, torna-se necessário seu armazenamento para posterior utilização. Daí que, na maioria das instalações solares, é necessário incluir reservatórios para o armazenamento da energia captada, conhecidos como armazenadores térmicos. Inicialmente surgiram unidades de armazenamento por calor sensível, que quando acopladas a um determinado sistema como, por exemplo, a uma bateria de coletores de energia solar, operavam entre dois níveis distintos de temperatura do fluido de trabalho. Caso houvesse um processo de mistura entre as massas de fluido quente (proveniente dos coletores para o topo do tanque) e fluido frio (injetado no fundo do tanque), a temperatura do fluido estocado teria um valor médio abaixo da temperatura do fluido quente de entrada.

Em alguns sistemas de aproveitamento de energia, no entanto, este nível médio de temperatura alcançado é indesejável, por não ser suficiente para acionar uma máquina térmica, por exemplo, havendo pouca disponibilidade do sistema de estocagem em fornecer calor a níveis determinados de temperatura para realização de trabalho. Assim, considerando a necessidade de manutenção de níveis constantes de temperatura nas fontes quente e fria e da obtenção, ao mesmo tempo, de uma grande quantidade de energia térmica armazenada, surgiu a idéia de se utilizar o processo de estocagem por estratificação. Através desse processo, num único reservatório consegue-se manter um líquido a duas temperaturas distintas, sem ocorrer mistura. O fluido quente é injetado pelo topo do tanque, ficando aí estocado, ao passo que o fluido frio sai pelo fundo do tanque seguindo o caminho inverso.

Na grande maioria dos trabalhos que envolvem armazenamento de energia utilizam-se conceitos diretamente relacionados com a primeira lei da termodinâmica. São poucos os trabalhos que utilizam conceitos envolvendo a segunda lei da termodinâmica. Entretanto, mais recentemente, tem-se observado que a segunda lei tem sido utilizada com mais frequência na análise e projeto de armazenadores de energia térmica. Bejan (1996) sugeriu que o principal objetivo de um sistema de armazenamento de energia térmica não é armazenar energia, mas sim armazenar exergia. Ele apresentou um tratamento matemático de uma unidade de armazenamento de energia térmica por calor sensível durante processo de carregamento. Contribuições de Domanski e Fellah (1995 e 1998) e Krane (1987) também mostraram as vantagens da utilização do conceito de exergia no projeto e operação de armazenadores de energia térmica. Uma análise de primeira e segunda lei da termodinâmica, bem como termoeconômica de unidades de armazenamento de energia térmica por calor sensível foi proposta por Badar *et al.* (1993) e por Badar e Zubair (1995).

O objetivo desse trabalho é fazer uma análise de primeira e segunda lei da termodinâmica de um armazenador de calor sensível. A formulação utilizada é baseada no trabalho de Bejan (1978, 1996), onde foi incluída uma formulação do processo de descarregamento bem como considerações termoeconômicas. Os modelos matemáticos obtidos são relativamente simples, podendo ser utilizados para uma análise geral desse tipo de equipamento. Como exemplo de aplicação, é considerado um sistema com água como fluido de armazenamento de energia térmica e uma corrente de gás quente como fluido de transferência de calor. São calculadas as variações da temperatura do fluido de armazenamento bem como eficiências de primeira e segunda lei no processo de carregamento e descarregamento.

2. ESQUEMA DO ARMAZENADOR DE CALOR SENSÍVEL

O sistema em análise consiste em um líquido de armazenamento de energia com massa M e calor específico c_p contido em um tanque bem isolado. O sistema opera em um ciclo termodinâmico, sendo a primeira etapa um processo de carregamento e a segunda etapa um processo de descarregamento. Conforme a Fig. 1, durante o processo de carregamento as válvulas A e B estão abertas enquanto as válvulas C e D estão fechadas. Ar quente é admitido no sistema com vazão mássica $\dot{m}_c$, temperatura T_c e pressão p_c , sendo resfriado enquanto escoar através de um trocador de calor imerso no líquido com temperatura inicial T_i , saindo com temperatura $T_{cs}(t)$ e pressão p_{cs} . O ar é então resfriado até a condição ambiente a T_0 e p_0 .

Durante o processo de descarregamento as válvulas A e B estão fechadas enquanto as válvulas C e D estão abertas. Ar frio é admitido no sistema com vazão mássica $\dot{m}_d$, temperatura T_d e pressão p_d , sendo aquecido enquanto escoar através do trocador de calor imerso no líquido com temperatura inicial T_f , saindo com temperatura $T_{ds}(t)$ e pressão p_{ds} . Novamente, o ar é resfriado até a condição ambiente a T_0 e p_0 . O meio de armazenamento possui temperatura uniforme $T(t)$ durante o ciclo, não sofre mudança de fase e possui propriedades constantes. O meio ambiente está a $T_0 = 298 \text{ K}$ e $p_0 = 100 \text{ kPa}$.

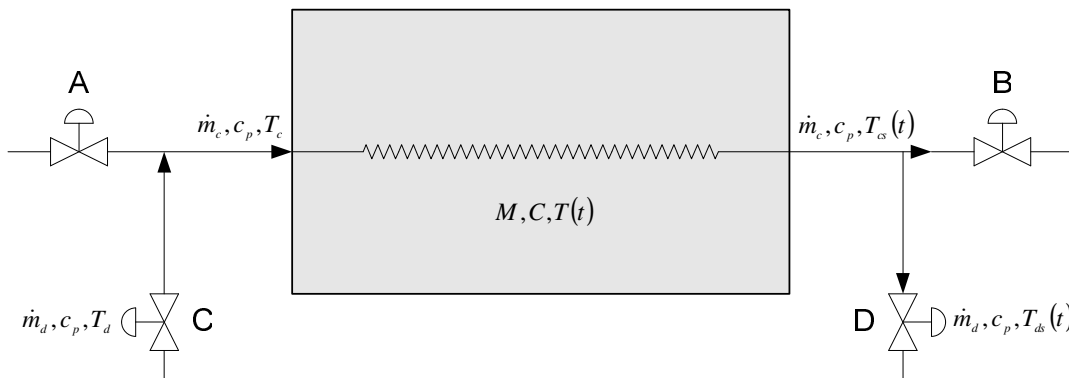


Figura 1 – Sistema de armazenamento de calor sensível.

3. ANÁLISE DE PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

3.1 Carregamento

A temperatura do líquido $T(t)$ e a temperatura de saída do ar $T_{cs}(t)$ podem ser obtidas analiticamente utilizando o seguinte esquema mostrado na Fig. 2.

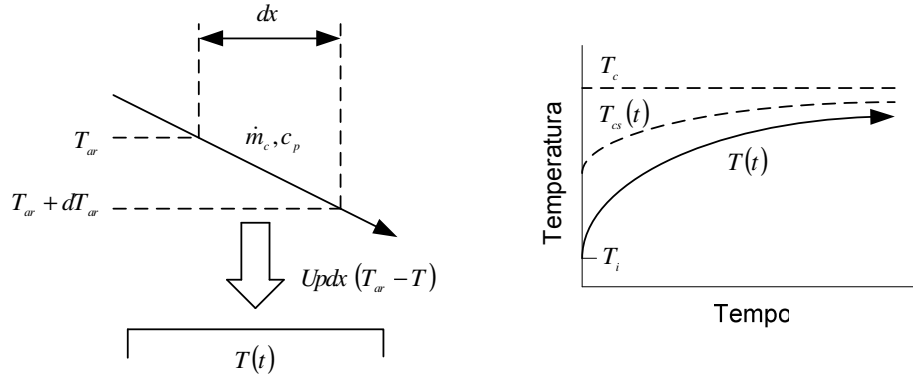


Figura 2 – Elemento de líquido e perfis de temperatura no carregamento.

Localmente, a transferência de calor líquido-ar é igual a variação de entalpia da corrente de ar, ou seja:

$$UPdx(T - T_{ar}) = \dot{m}_c c_p dT_{ar} \quad (1)$$

onde P é o perímetro molhado. Integrando a Eq. (1) ao longo do comprimento do trocador de calor, de $x = 0$ ($T_{ar} = T_c$) a $x = L$ ($T_{ar} = T_{cs}$), obtém-se:

$$\frac{T_{cs}(t) - T(t)}{T_c - T(t)} = e^{-NUT_c} \quad (2)$$

onde $NUT_c = UA/(\dot{m}_c c_p)$ é o número de unidades de transferência de calor e A é a área de troca de calor. Utilizando a primeira lei da termodinâmica no líquido, pode-se escrever que:

$$MC \frac{dT}{dt} = \dot{m}_c c_p (T_c - T_{cs}) \quad (3)$$

tendo em mente que ambos T e T_{cs} são funções do tempo. Combinando as Eqs. (2) e (3) e integrando no tempo de $t = 0$ ($T = T_i$) até um tempo $t_c(T, T_{cs})$ obtém-se que:

$$\frac{T(t) - T_i}{T_c - T_i} = 1 - e^{-y\tau_c} \quad (4)$$

$$\frac{T_{cs}(t) - T_i}{T_c - T_i} = 1 - ye^{-y\tau} \quad (5)$$

onde, por questão de simplicidade, foram utilizados as variáveis adimensionais:

$$y = 1 - e^{-NUT} \quad (6)$$

$$\tau_c = \frac{\dot{m}_c c_p}{MC} t_c \quad (7)$$

Conforme esperado, ambos T e T_{cs} se aproximam assintoticamente de T_c quanto maior o NUT_c . A capacidade de armazenamento de energia aumenta com o aumento do tempo de carregamento τ_c e com o número de unidades de transferência de calor NUT_c . Uma eficiência de primeira lei no carregamento η_{lc} pode ser escrita como:

$$\eta_{ld} = \frac{\text{quantidade real de energia carregada}}{\text{quantidade máxima de energia carregada}} = \frac{MC(T_c - T_i)(1 - e^{-y\tau_c})}{MC(T_c - T_i)} = 1 - e^{-y\tau_c} \quad (8)$$

3.2 Descarregamento

A temperatura do líquido $T(t)$ e a temperatura de saída do ar $T_{ds}(t)$ podem ser obtidas analiticamente utilizando o seguinte esquema mostrado na Fig. 3.

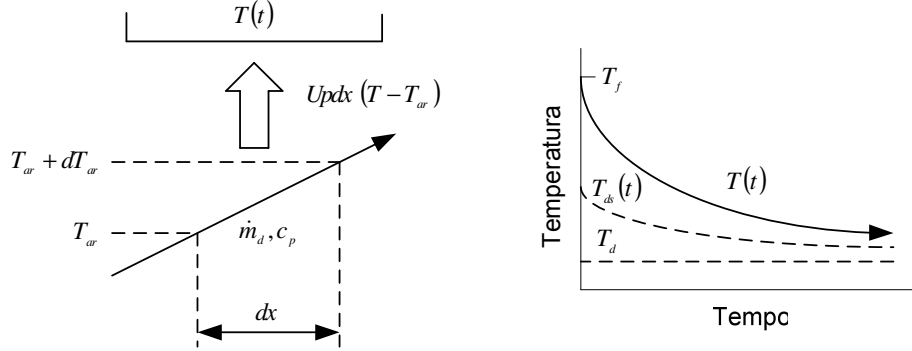


Figura 3 – Elemento de líquido e perfis de temperatura no descarregamento.

Localmente, a transferência de calor líquido-ar é igual a variação de entalpia da corrente de ar, ou seja:

$$U P dx (T - T_{ar}) = -\dot{m}_d c_p dT_{ar} \quad (9)$$

Integrando a Eq. (9) ao longo do comprimento do trocador de calor, de $x = 0$ ($T_{ar} = T_d$) a $x = L$ ($T_{ar} = T_{ds}$), obtém-se:

$$\frac{T_{ds}(t) - T(t)}{T_d - T(t)} = e^{-NUT_d} \quad (10)$$

onde $NUT_d = UA / (\dot{m}_d c_p)$ é o número de unidades de transferência de calor e A é a área de troca de calor. Utilizando a primeira lei da termodinâmica no líquido, pode-se escrever que:

$$MC \frac{dT}{dt} = \dot{m}_d c_p (T_{ds} - T_d) \quad (11)$$

tendo em mente que ambos T e T_{ds} são funções do tempo. Combinando as Eqs. (10) e (11) e integrando no tempo de $t = 0$ ($T = T_f$) até um tempo $t_d(T, T_{ds})$ resulta:

$$\frac{T(t) - T_f}{T_d - T_f} = 1 - e^{-y_d \tau_d} \quad (12)$$

$$\frac{T_{ds}(t) - T_f}{T_d - T_f} = 1 - y_d e^{-y_d \tau_d} \quad (13)$$

onde, por questão de simplicidade, foram utilizados as variáveis adimensionais:

$$y_d = 1 - e^{-NUT_d} \quad (14)$$

$$\tau_d = \frac{\dot{m}_d c_p}{MC} t_d \quad (15)$$

Uma eficiência de primeira lei para o descarregamento η_{ld} pode ser escrita como:

$$\eta_{ld} = \frac{\text{quantidade real de energia descarrega da}}{\text{quantidade máxima de energia descarrega da}} = \frac{MC(T_f - T_d)(1 - e^{-y_d \tau_d})}{MC(T_f - T_d)} = 1 - e^{-y_d \tau_d} \quad (16)$$

4. ANÁLISE DE SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

4.1 Carregamento

Conforme mostrado na Fig. 4, o processo de carregamento é acompanhado por três fontes de irreversibilidades. Primeiro, a transferência de calor entre o ar quente e o líquido frio sempre ocorre através de uma diferença de temperatura finita. Segundo, a corrente de ar que sai do armazenador eventualmente é resfriada até a temperatura ambiente T_0 . E terceiro, a queda de pressão do gás por atrito. O efeito combinado dessas três fontes de irreversibilidades é uma característica básica de sistemas de armazenamento de energia por calor sensível. Dessa forma, somente parte da exergia contida na corrente de ar quente é armazenada no banho líquido.

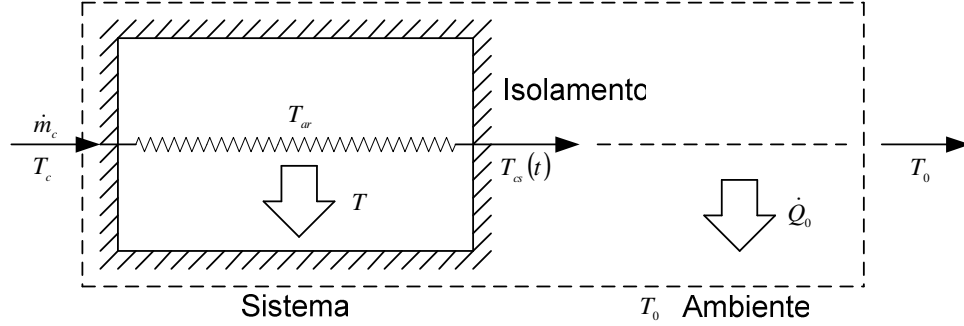


Figura 4 – Geração de entropia no processo de carregamento.

A taxa de geração de entropia no sistema delimitado pela linha tracejada da Fig. 4 pode ser escrita como:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}_c c_p \ln \frac{T_0}{T_c} + \dot{m}_c R \ln \frac{p_c}{p_0} + \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \frac{d}{dt} (MC \ln T) \quad (17)$$

onde $\dot{Q}_0 = \dot{m}_c c_p (T_{cs} - T_0)$ é a taxa de resfriamento da corrente de ar desde a saída do armazenador até a condição ambiente e R é a constante do ar, considerado gás ideal. A geração total de entropia no processo de carregamento pode ser obtida pela integração da Eq. (17) no intervalo de tempo $0-t$ e utilizando as Eqs. (4) e (5). Dessa forma obtém-se:

$$\frac{1}{MC} \int_0^t \dot{S}_{ger} dt = \tau_c \left[\ln \frac{T_0}{T_c} + \frac{T_c - T_0}{T_0} \right] + \frac{\dot{m}_c R t}{MC} \ln \left(\frac{p_c}{p_0} \right) + \ln \left[1 + \frac{T_c - T_0}{T_0} (1 - e^{-\gamma_c \tau_c}) \right] - \frac{T_c - T_0}{T_0} (1 - e^{-\gamma_c \tau_c}) \quad (18)$$

A exergia total do influxo de ar quente no intervalo de tempo $0-t$ pode ser expressa como:

$$A_c = \dot{m}_c c_p t \left(T_c - T_0 - T_0 \ln \frac{T_c}{T_0} \right) \quad (19)$$

Assim, pode-se definir o número de geração de entropia no carregamento N_{sc} , definido como a relação entre a destruição total de exergia no intervalo de tempo $0-t$ e a exergia total contida no ar quente no mesmo intervalo de tempo $0-t$. Dessa forma, pode-se escrever que:

$$N_{s,c} = \frac{T_0 \int_0^t \dot{S}_{ger} dt}{A_c} = \left(\frac{R}{c_p} \right) \frac{\ln(p_c/p_0)}{\theta_c - \ln(1+\theta_c)} + 1 - \frac{\theta_c (1 - e^{-\gamma_c \tau_c}) - \ln[1 + \theta_c (1 - e^{-\gamma_c \tau_c})]}{\tau_c [\theta_c - \ln(1+\theta_c)]} \quad (20)$$

onde $\theta_c = (T_c - T_0)/T_0$ é a temperatura adimensional de carregamento. O primeiro termo do lado direito da Eq. (20) representa as irreversibilidades do processo em função da diferença de pressão Δp e o segundo termo do lado direito da Eq. (20) representa as irreversibilidades do processo em função da diferença de temperatura ΔT . Substituindo a Eq. (8) na Eq. (20) obtém-se:

$$N_{sc} = \underbrace{\left(\frac{R}{c_p} \right) \frac{\ln(p_c/p_0)}{\theta_c - \ln(1+\theta_c)}}_{N_{e, \Delta p}} + 1 - \underbrace{\frac{\theta_c \eta_{1c} - \ln(1+\theta_c \eta_{1c})}{\tau_c [\theta_c - \ln(1+\theta_c)]}}_{N_{e, \Delta T}} \quad (21)$$

Uma eficiência de segunda lei no carregamento η_{2c} pode ser expressa como a relação entre a exergia armazenada no líquido e o fornecimento total de exergia no intervalo de tempo $0-t$, ou seja:

$$\eta_{2c} = 1 - N_{sc} \quad (22)$$

4.2 Descarregamento

Conforme mostrado na Fig. 5, o processo de descarregamento é acompanhado também por três fontes de irreversibilidades. Primeiro, a transferência de calor entre o ar frio e o líquido quente ocorre através de uma diferença finita de temperatura. Segundo, a corrente de ar que sai do armazenador eventualmente é resfriada até a temperatura ambiente T_0 . E terceiro, a queda de pressão do gás por atrito. O efeito combinado dessas três fontes de irreversibilidades é uma característica básica de sistemas de armazenamento de energia por calor sensível. Dessa forma, somente parte da exergia contida na corrente de ar frio é utilizada para resfriar o líquido.

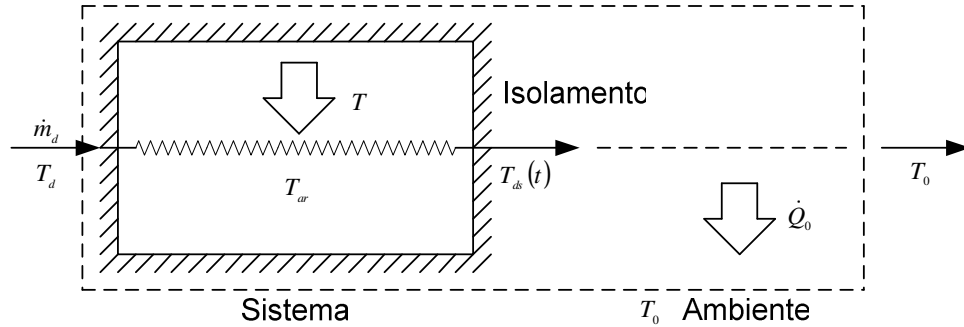


Figura 5 – Geração de entropia no processo de descarregamento.

A taxa de geração de entropia no sistema delimitado pela linha tracejada da Fig. 5 pode ser escrita como:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}_d c_p \ln \frac{T_0}{T_d} + \dot{m}_d R \ln \frac{p_d}{p_0} + \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \frac{d}{dt} (MC \ln T) \quad (23)$$

onde $\dot{Q}_0 = \dot{m}_d c_p (T_{ds} - T_0)$ é a taxa de resfriamento da corrente de ar desde a saída do armazenador até a condição ambiente e R é a constante do ar, considerado gás ideal. A geração total de entropia no processo de descarregamento pode ser obtida pela integração da Eq. (23) no intervalo de tempo $0-t$ e utilizando as Eqs. (13) e (14). Dessa forma obtém-se:

$$\frac{1}{MC} \int_0^t \dot{S}_{ger} dt = \tau_d \left[\ln \frac{T_0}{T_d} + \frac{T_d - T_0}{T_0} \right] + \frac{\dot{m}_d R t}{MC} \ln \left(\frac{p_d}{p_0} \right) + \ln \left[1 + \frac{T_d - T_0}{T_0} (1 - e^{-\gamma_d \tau_d}) \right] - \frac{T_d - T_0}{T_0} (1 - e^{-\gamma_d \tau_d}) \quad (24)$$

A exergia total do influxo de ar frio no intervalo de tempo $0-t$ pode ser expressa como:

$$A_d = \dot{m}_d c_p t \left(T_d - T_0 - T_0 \ln \frac{T_d}{T_0} \right) \quad (25)$$

Assim, pode-se definir o número de geração de entropia no descarregamento N_{sd} , definido como a relação entre a destruição total de exergia no intervalo de tempo $0-t$ e a exergia total contida no ar frio no mesmo intervalo de tempo $0-t$. Dessa forma, pode-se escrever que:

$$N_{sd} = \frac{T_0 \int_0^t \dot{S}_{ger} dt}{A_d} = \left(\frac{R}{c_p} \right) \frac{\ln(p_d/p_0)}{\theta_d - \ln(1+\theta_d)} + 1 - \frac{\theta_d (1 - e^{-\gamma_d \tau_d}) - \ln[1 + \theta_d (1 - e^{-\gamma_d \tau_d})]}{\tau_d [\theta_d - \ln(1+\theta_d)]} \quad (26)$$

onde $\theta_d = (T_d - T_0)/T_0$ é a temperatura adimensional de descarregamento. O primeiro termo do lado direito da Eq. (26) representa as irreversibilidades do processo em função da diferença de pressão Δp e o segundo termo do lado direito da Eq. (26) representa as irreversibilidades do processo em função da diferença de temperatura ΔT . Substituindo a Eq. (16) na Eq. (26) obtém-se:

$$N_{sd} = \underbrace{\left(\frac{R}{c_p} \right) \frac{\ln(p_d/p_0)}{\theta_d - \ln(1 + \theta_d)}}_{N_{sd,\Delta p}} + 1 - \underbrace{\frac{\theta_d \eta_{1d} - \ln(1 + \theta_d \eta_{1d})}{\tau_d [\theta_d - \ln(1 + \theta_d)]}}_{N_{sd,\Delta T}} \quad (27)$$

Uma eficiência de segunda lei no descarregamento η_{2d} pode ser expressa como a relação entre a exergia armazenada no líquido e o fornecimento total de exergia no intervalo de tempo $0-t$, ou seja:

$$\eta_{2d} = 1 - N_{sd} \quad (28)$$

5. ANÁLISE TERMOCÔNOMICA

O objetivo de uma análise econômica é reduzir a taxa de custo total $\dot{C}$ (reais/s) de aquisição, manutenção e operação do sistema armazenador. Uma definição para $\dot{C}$, conforme Badar *et al.* (1993) é adotada:

$$\dot{C} = \dot{C}_m A + \dot{C}_{\Delta T} T_0 \dot{S}_{ger,\Delta T} + \dot{C}_{\Delta P} T_0 \dot{S}_{ger,\Delta P} + \dot{C}_g \quad (29)$$

onde $\dot{C}_m$ (reais/s.m²) é o custo atribuído a aquisição e manutenção do sistema armazenador e $\dot{C}_g$ (reais/s) são todos os custos extras que se aplicam a sistemas armazenadores. A Eq. (29) pode ser reescrita em uma forma mais conveniente como:

$$\dot{C} = \dot{C}_{\Delta T} \left[\frac{\dot{C}_m}{\dot{C}_{\Delta T}} A + T_0 \left(\dot{S}_{ger,\Delta T} + \frac{\dot{C}_{\Delta P}}{\dot{C}_{\Delta T}} \dot{S}_{ger,\Delta P} \right) + \frac{\dot{C}_g}{\dot{C}_{\Delta T}} \right] \quad (30)$$

ou

$$\dot{C} = \dot{C}_{\Delta T} \left[\alpha \frac{NUT \dot{m} c_p}{U} + T_0 (\dot{S}_{ger,\Delta T} + \beta \dot{S}_{ger,\Delta P}) + \gamma \right] \quad (31)$$

onde $\alpha = \dot{C}_m / \dot{C}_{\Delta T}$ (kW/m²), $\beta = \dot{C}_{\Delta P} / \dot{C}_{\Delta T}$ e $\gamma = \dot{C}_g / \dot{C}_{\Delta T}$ (kW). A mínima taxa de custo pode ser obtida pela seguinte operação matemática:

$$\frac{d\dot{C}}{dNUT} = 0 \quad (32)$$

Conhecidos $\dot{m}$, c_p e U , e como $\dot{C}_g$ não depende das dimensões da unidade de armazenamento, segue que:

$$\alpha \frac{NUT \dot{m} c_p}{U} + T_0 (\dot{S}_{ger,\Delta T} + \beta \dot{S}_{ger,\Delta P}) = 0 \quad (33)$$

Valores minimizados de $\dot{S}_{ger,\Delta T}$ e $\dot{S}_{ger,\Delta P}$ podem ser obtidos através da técnica da minimização da geração de entropia. A influência de β é importante somente quando a contribuição de $\dot{S}_{ger,\Delta P}$ na perda total de exergia é bastante elevada. Entretanto, para armazenadores comuns $\dot{S}_{ger,\Delta P}$ possui baixos valores quando comparados com $\dot{S}_{ger,\Delta T}$. Dessa forma, o parâmetro de maior importância na análise econômica da unidade de armazenamento, ou seja, o que mais contribui para o mínimo valor de $\dot{C}$ é α . Da Eq. (33), não são necessários valores reais de $\dot{C}_{\Delta T}$, $\dot{C}_{\Delta P}$ e $\dot{C}_m$.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 Carregamento

Para ilustrar as equações obtidas para o processo de carregamento os seguintes parâmetros de cálculo foram utilizados: $M = 1000 \text{ kg}$, $C = 4,2 \text{ kJ/kg.K}$, $U = 2,0 \text{ W/m}^2.\text{K}$, $A = 0,5 \text{ m}^2$, $\dot{m}_c = 1,0 \text{ kg/s}$, $T_i = 293 \text{ K}$, $T_c = 313 \text{ K}$ e $c_p = 1,0035 \text{ kJ/kg.K}$. Com esses valores obtêm-se que $NUT_c = 0,9965$ e $y_c = 0,6308$. O processo de carregamento foi analisado por um período de 4 horas, tempo quase que suficiente para o equilíbrio térmico entre o gás quente e a água. Na Fig. 6a podem ser visualizados o comportamento da temperatura da água e da temperatura de saída do ar, ambas em função do tempo de carregamento. Como era se esperar, ambas as temperaturas tendem para a temperatura de carregamento após certo tempo de carga, visto que diferença de temperaturas entre o líquido e a temperatura de carregamento vai diminuindo no decorrer do tempo. Além disso, a temperatura da água e a temperatura de saída do ar exibem comportamento exponencial, conforme indicado pelas Eqs. (4) e (5). Na Fig. 6b é mostrada a eficiência de primeira lei em função do tempo de carregamento. Nota-se que a eficiência do processo de carregamento aumenta com o tempo, indicando que após longos períodos de carga, a quantidade de energia armazenada na água aproxima-se da quantidade máxima de energia que poderia ser armazenada na água.

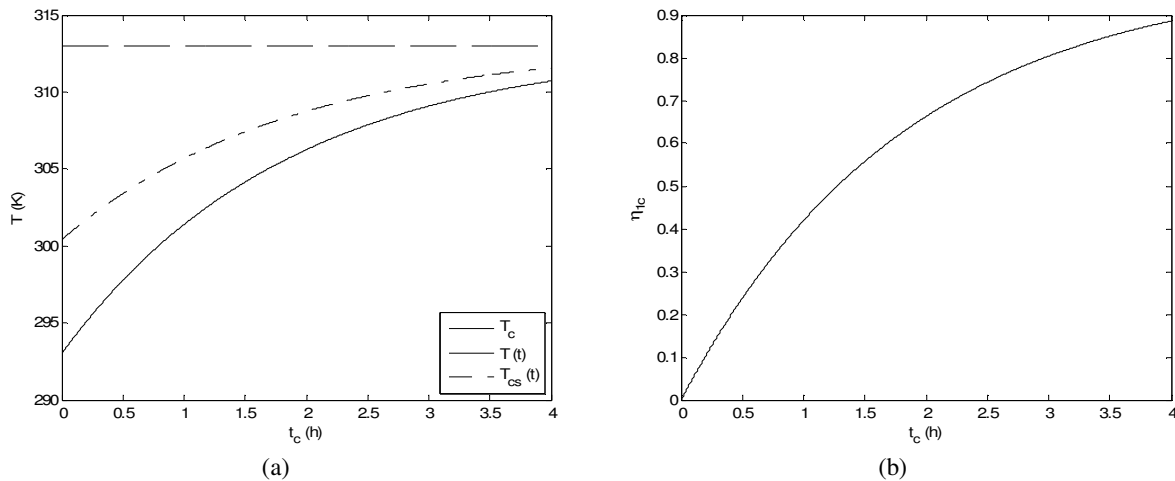


Figura 6 – (a) Perfis de temperatura em função do tempo. (b) Eficiência de primeira lei em função do tempo.

Na Fig. 7a está mostrado o número de geração de entropia em função do tempo de carregamento. Por questão de simplicidade somente a parcela do número de geração de entropia relativo à diferença de temperatura foi calculado. Pelo comportamento indicado, fica claro que existe um tempo de carregamento onde o número de geração de entropia é mínimo. Com os parâmetros de cálculo utilizados, o número de geração de entropia atinge um mínimo de aproximadamente 0,75 depois de aproximadamente duas horas de carregamento. Isso sugere um tempo ótimo de carregamento para que as irreversibilidades do processo sejam mínimas. Fora desse mínimo, o número de geração de entropia se aproxima da unidade. Finalmente, na Fig. 7b é mostrada a eficiência de segunda lei em função do tempo de carregamento. Como era de se esperar, a máxima eficiência de segunda lei ocorre em concordância com o mínimo número de geração de entropia. Nesse caso, a máxima eficiência de segunda lei é de aproximadamente 25 % depois de aproximadamente duas horas de carregamento.

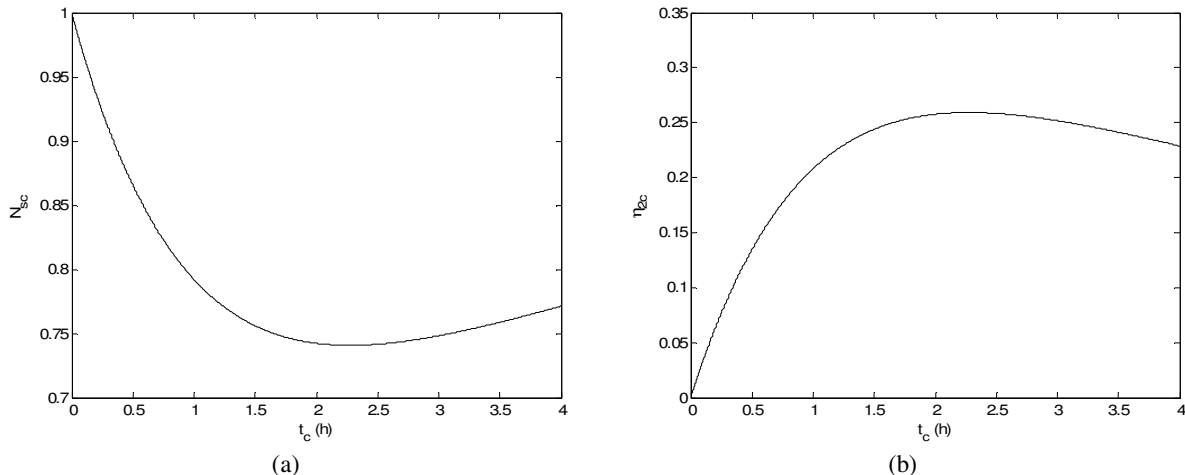


Figura 7 – (a) Número de geração de entropia em função do tempo. (b) Eficiência de segunda lei em função do tempo.

6.2 Descarregamento

Resultados similares foram obtidos na análise do processo de descarregamento. Nesse caso os parâmetros físicos utilizados foram: $M = 1000$ kg, $C = 4,2$ kJ/kg.K, $U = 2,0$ W/m².K, $A = 0,5$ m², $\dot{m}_d = 1,0$ kg/s, $T_i = 313$ K, $T_d = 293$ K e $c_p = 1,0035$ kJ/kg.K. Com esses valores obtêm-se que $NUT_d = 0,9965$ e $y_d = 0,6308$. Na Fig. 8a podem ser visualizados o comportamento da temperatura da água e da temperatura de saída do ar, ambas em função do tempo de descarregamento. Ambas as temperaturas tendem para a temperatura de descarregamento após certo tempo de carga, visto que diferença de temperaturas entre o líquido e a temperatura de descarregamento vai diminuindo no decorrer do tempo. Além disso, a temperatura da água e a temperatura de saída do ar exibem comportamento exponencial, conforme indicado pelas Eqs. (12) e (13). Na Fig. 8b é mostrada a eficiência de primeira lei em função do tempo de descarregamento. Nota-se que a eficiência do processo de descarregamento também aumenta com o tempo, indicando que após longos períodos de descarga, a quantidade de energia extraída da água aproxima-se da quantidade máxima de energia que poderia ser extraída da água.

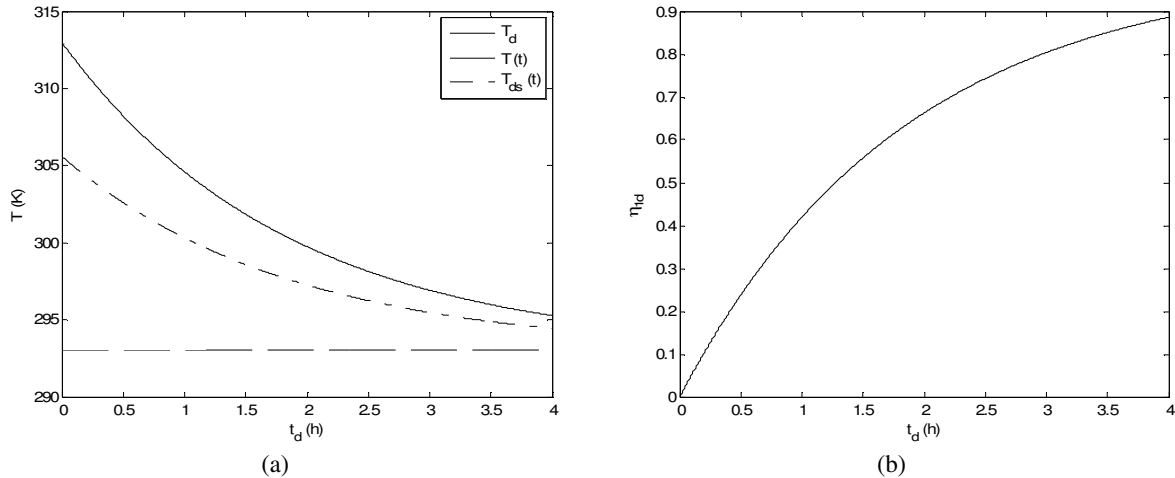


Figura 8 – (a) Perfis de temperatura em função do tempo. (b) Eficiência de primeira lei em função do tempo.

Na Fig. 9a está mostrado o número de geração de entropia em função do tempo de descarregamento. Também por questão de simplicidade somente a parcela do número de geração de entropia relativo à diferença de temperatura foi calculado. Pelo comportamento indicado, fica claro que existe um tempo de descarregamento onde o número de geração de entropia é mínimo. Com os parâmetros de cálculo utilizados, o número de geração de entropia atinge um mínimo de aproximadamente 0,75 depois de aproximadamente duas horas de descarregamento. Isso sugere também um tempo ótimo de descarregamento para que as irreversibilidades do processo sejam mínimas. Fora desse mínimo, o número de geração de entropia se aproxima da unidade. Finalmente, na Fig. 9b é mostrada a eficiência de segunda lei em função do tempo de descarregamento. Como era de se esperar, a máxima eficiência de segunda lei ocorre em concordância com o mínimo número de geração de entropia. Nesse caso, a máxima eficiência de segunda lei é de aproximadamente 25 % depois de aproximadamente duas horas de descarregamento. Os resultados para carga e descarga são similares pois foram utilizados os mesmo parâmetros de cálculo para ambos os processos.

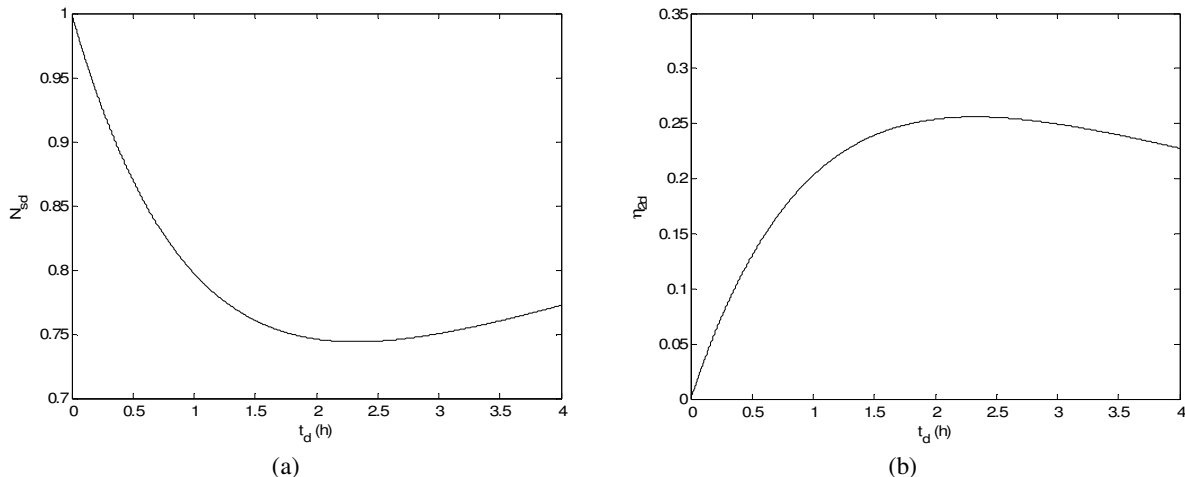


Figura 9 – (a) Número de geração de entropia em função do tempo. (b) Eficiência de segunda lei em função do tempo.

7. CONCLUSÕES

No presente trabalho foi analisado o processo de carregamento e descarregamento de armazenadores de energia térmica por calor sensível. A análise foi feita através da primeira e segunda lei da termodinâmica, onde foram calculadas eficiências de primeira e segunda lei. Além disso, foram feitas breves considerações sobre termoeconomia. Um exemplo simples de carga e descarga foi realizado para ilustrar as equações obtidas. A principal conclusão obtida foi que existe um tempo ótimo de carregamento e também de descarregamento. Esse tempo ótimo corresponde ao ponto onde o número de geração de entropia é mínimo, ou seja, onde as irreversibilidades atinjam um valor mínimo.

REFERÊNCIAS

- Badar, M. A. Zubair, S. M. Al-Farayedhi, A. A. 1993. Second-law-based thermoeconomic optimization of a sensible thermal energy storage system, *Energy*, vol. 18, pp. 641-649, 1993.
- Badar, M. A. Zubair, S. M. On thermoeconomics of a sensible heat, thermal energy storage system, *ASME J. Solar Energy Engineering*, vol. 117, pp. 255-259, 1995.
- Bejan, A., 1978. Two thermodynamic optima in the design of sensible heat units for energy storage, *Journal of Heat Transfer*, vol. 100, pp. 708-712, 1978.
- Bejan, A., 1996, *Entropy Generation Minimization*, CRC Press.
- Domanski, R. Fellah, G. 1995. Exergy as a tool for designing and operating thermal storage units, *Biuletyn Instytutu Technik Ciepłej Politechniki Warszawskiej*, vol. 81, pp. 24-45, 1995.
- Domanski, R. Fellah, G. 1998. Thermoeconomic analysis of sensible heat, thermal energy storage systems, *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, n. 8, pp. 693-704.
- Krane, R. J. 1987. A second law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage systems, *Int. J. Heat Transfer*, vol. 30, pp. 43-57, 1987.
- Moran, M. J. Shapiro, H. H, 2002, *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*, LTC Editora.

ANALYSIS OF FIRST AND SECOND LAWS OF THERMODYNAMICS AND THERMOECONOMICS OF SENSIBLE HEAT STORAGES

Abstract. *In solar heating systems there is a need for thermal energy storage systems. In these systems the thermal energy can be stored by sensible or latent heat and it is of technical and scientific interest to design low cost and efficient storage units. For this purpose the thermodynamical analysis is widely used. The main objective of this work is to make an analysis of first and second laws of thermodynamics and thermoeconomics of a simple thermal energy storage system. This system consists of a mass of a liquid acting as the thermal energy storage medium and a stream of hot gas as the heat transfer fluid. The analysis is carried out for charging and discharging processes. A case study is performed to illustrate the problem.*

Key words: *Sensible Heat, Solar Energy, Entropy Generation, Exergy.*