

3

Análise Energética e Exergética da Planta

Como já definido no item 1.2, o método mais comum usado para determinar o desempenho térmico de uma planta térmica é a análise energética baseada na primeira lei da termodinâmica, enquanto a análise exergética, baseada na segunda lei da termodinâmica, permite determinar e quantificar a exergia perdida. A análise exergética permite localizar e quantificar as fontes de irreversibilidade do sistema e assim, indicar quais mudanças podem ser executadas para melhor utilização da planta.

Exergia não é só um parâmetro de avaliação termodinâmica, mas também de otimização e um processo é termodinamicamente ideal se a exergia se conserva. O aumento da irreversibilidade significa distanciamento do ideal e do ótimo. A irreversibilidade é uma medida de ineficiência do sistema e quanto maior for a perda apresentada pelo processo, menor é a disponibilidade oferecida pelo sistema. Desta maneira, a otimização de um processo termodinâmico implica não exatamente na análise pela conservação de energia, (primeira lei da termodinâmica). Num determinado processo, o objetivo técnico-econômico não é o de se determinar as perdas de energia, mas as perdas ou destruição de exergia e as irreversibilidades do sistema. Determinar as fontes e as magnitudes das perdas de exergia é quantificar as perdas de capital.

No Brasil, é utilizada uma grande quantidade de energia (óleos combustíveis, GLP, gás natural, lenha, eletricidade, etc) na conservação e preservação dos alimentos, na forma *in natura* ou processados, empregando-se processos psicrométricos, tais como aquecimento, resfriamento, secagem e/ou desumidificação, resfriamento evaporativo e/ou umidificação e mistura adiabática. Todavia, com a crescente preocupação de se minimizar os efeitos causados ao meio ambiente, quer pela devastação das matas nativas como pela emissão de gases poluentes, houve uma mudança significativa do uso da energia e dos projetos de sistemas e de processamento de alimentos (Nebra et al,2000).

Pesquisadores como Bullock (1973), Wepfer (1979), Kotas (1985) e Bejan (1988), op. cit. Leal et al (2000), propuseram um critério geral baseado no conceito de exergia, definindo eficiências exergéticas para um grande número de sistemas térmicos.

Bullock (1973) volta a analisar exergeticamente os processos psicrométricos através de problemas teóricos, determinando os parâmetros por meio de cartas psicrométricas e tabelas de propriedade do ar úmido, retirados da ASHRAE (1981).

Wepfer et al (1979) introduzem equações mais genéricas para a exergia do ar úmido, porém com maior precisão do que aquelas obtidas por Bullock (1973) na solução de exemplos teóricos.

Kotas (1985) apresenta técnicas gerais, utilizando conceito de exergia para a formulação de critérios de desempenho para uma variedade de sistemas térmicos.

Bejan (1988) descreve as exergias do ar seco, do ar úmido e da água, através de equações que facilitam os cálculos via computador.

Neste contexto, este capítulo apresentará a descrição do modelo matemático adotado (programa EES) e suas respectivas equações para a análise energética e exergética da planta de geração de vapor em regime permanente.

3.1

A planta para análise

A planta de produção de vapor que será analisada neste capítulo está mostrada na Figura 2.1. O funcionamento do processo para a secagem do fermento em toda a planta já foi descrito no capítulo 2.

3.2

Hipóteses

São consideradas as equações de conservação da massa, primeira lei e segunda lei da termodinâmica, num volume de controle para cada equipamento em regime permanente. As variações de energia cinética e potencial em todos os equipamentos que compõem a planta para a secagem do fermento são desprezíveis. Todos os equipamentos são considerados como adiabáticos e as

perdas por radiação também são desprezíveis. As propriedades termodinâmicas do ar seco e vapor d'água que compõem o ar úmido são consideradas como as do gás perfeito.

A partir do exposto acima, a planta de produção de vapor, que está esquematizada na Figura 2.1 pode ser modelada. Para isso, a planta pode ser dividida em seis volumes de controle.

A seguir são apresentadas as equações de primeira lei e segunda lei da termodinâmica e conservação de massa para cada equipamento.

3.3

Primeiro Resfriador

A Figura 2.1 mostra que o primeiro resfriador está localizado entre os pontos 1 e 2. O resfriador está esquematizado abaixo na Figura 3.1. O ar é admitido em condições atmosféricas, ponto 1, e é resfriado a base de solução de salmoura.

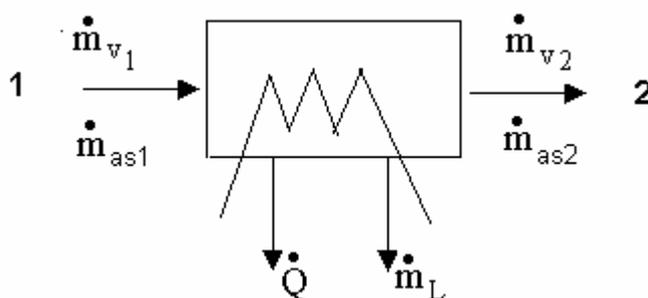


Figura 3.1 – Primeiro resfriador

A equação da continuidade para o volume de controle mostrado na Figura 3.1, pode ser escrita como:

$$\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{v1} = \dot{m}_{as2} + \dot{m}_{v2} + \dot{m}_L \quad (3.1)$$

onde \dot{m}_{as1} e \dot{m}_{as2} representam as vazões mássicas do ar seco em (kg/s), nos pontos 1 e 2 respectivamente; \dot{m}_{v1} e \dot{m}_{v2} as vazões mássicas do vapor d'água

em (kg/s), respectivamente nos pontos 1 e 2 e \dot{m}_L representa a vazão de condensado removido do ar ambiente em (kg/s), no ponto 2.

Observando-se no volume de controle, ainda na Figura 3.1, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{as1} = \dot{m}_{as2} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} + \dot{m}_L \quad (3.3)$$

Na equação (3.2), \dot{m}_{as1} pode ser calculada como:

$$\dot{m}_{as1} = \frac{\dot{m}_1}{1 + w_1} \quad (3.4)$$

onde \dot{m}_1 é a vazão mássica total ($\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{v1}$), em (kg/s), que entra no primeiro resfriador, ponto 1, é um dado de entrada, e a umidade absoluta, w_1 , em (kg vapor d'água/kg ar seco), pode ser calculada pela equação:

$$w_1 = \frac{0,6218 \phi_1 p_{sat1}}{p_1 - p_{sat1}} \quad (3.5)$$

onde ϕ_1 é a umidade relativa, adimensional; p_1 é a pressão total do ar ($p_{as1} + p_{v1}$) em (kPa), na entrada; p_{sat1} é a pressão de saturação em (kPa), para a temperatura de entrada T_1 , em ($^{\circ}$ C). A pressão de saturação é determinada através das equações de propriedades termodinâmicas, pois a temperatura de entrada, T_1 é dado de entrada. A umidade relativa, ϕ_1 e a pressão total, p_1 são também dados de entrada. A massa de ar seco é considerada constante em toda a planta.

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle da Figura 3.1, desprezando-se as variações de energia cinética, energia potencial e trabalho, pode-se escrever:

$$-\dot{Q} + \dot{m}_{as1} h_{as1} + \dot{m}_{v1} h_{v1} = \dot{m}_{as2} h_{as2} + \dot{m}_{v2} h_{v2} + \dot{m}_L h_L \quad (3.6)$$

Na equação (3.6), \dot{Q} é o calor retirado do ar pela salmoura no resfriador, em (kw) e é dado de entrada. As entalpias do ar seco são h_{as1} e h_{as2} em (kJ/kg), nos pontos 1 e 2, respectivamente. As entalpias do vapor, nos pontos 1 e 2 são h_{v1} e h_{v2} em (kJ/kg). A entalpia do líquido condensado é h_L em (kJ/kg), no ponto 2. Todas as entalpias são calculadas através das equações de propriedades termodinâmicas.

Aplicando-se a segunda lei da termodinâmica para o volume de controle da Figura 3.2, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, as exergias Ψ_1 e Ψ_2 em (kJ/kg) nos pontos 1 e 2, respectivamente, podem ser calculadas pelas equações:

$$\psi_1 = h_1 - T_0 s_1 \quad (3.7)$$

$$\psi_2 = h_2 - T_0 s_2 \quad (3.8)$$

onde s_1 e s_2 são as entropias em (kJ/kg-K), nos pontos 1 e 2 e h_1 e h_2 são as entalpias em (kJ/kg), nos pontos 1 e 2, para a mistura de ar seco e vapor d'água e são calculadas pelas equações:

$$h_1 = h_{as1} + w_1 h_{v1} \quad (3.9)$$

$$h_2 = h_{as2} + w_2 h_{v2} \quad (3.10)$$

$$s_1 = s_{as1} + w_1 s_{v1} \quad (3.11)$$

$$s_2 = s_{as2} + w_2 s_{v2} \quad (3.12)$$

onde h_{as1} e h_{as2} são as entalpias do ar seco nos pontos 1 e 2; h_{v1} e h_{v2} são as entalpias do vapor nos pontos 1 e 2; s_{as1} e s_{as2} são as entropias do ar seco nos pontos 1 e 2; s_{v1} e s_{v2} são as entropias do vapor, nos pontos 1 e 2 e w_1 e w_2 são as umidades absolutas nos pontos 1 e 2 em (kg vapor d'água/kg ar seco). Em todos os pontos da planta, a entalpia e entropia do ar seco e do vapor d'água são calculadas desta maneira.

3.4

Secador de *Spray* de Brometo de Lítio

A Figura 3.2 mostra o esquema do secador de *spray* de brometo de lítio. A localização do equipamento está ilustrada na Figura 2.1 entre os pontos 2 e 3.

O ar, após ser resfriado, passa pelo secador de *spray* de brometo de lítio, com o intuito de retirar ainda mais a umidade do ar através de um processo de pulverização.

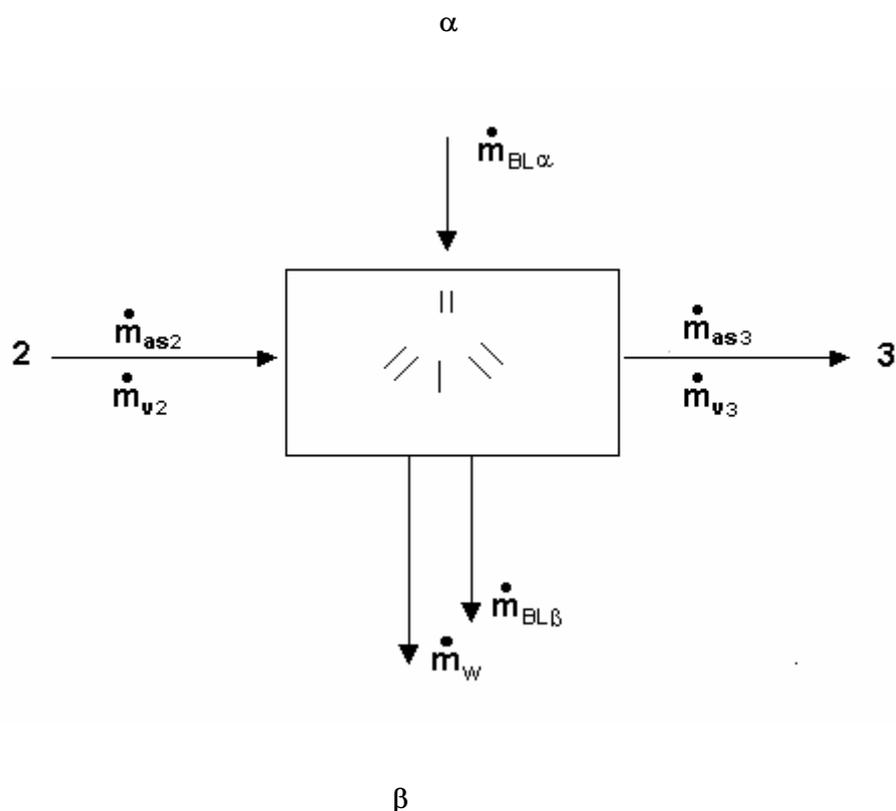


Figura 3.2 - Secador de *Spray* de Brometo de Lítio

A equação da continuidade para o volume de controle mostrado na Figura 3.2 pode ser escrita como:

$$\dot{m}_{as2} + \dot{m}_{v2} + \dot{m}_{BL\alpha} = \dot{m}_{as3} + \dot{m}_{v3} + \dot{m}_{BL\beta} + \dot{m}_w \quad (3.13)$$

onde \dot{m}_{as2} e \dot{m}_{as3} são as vazões mássicas de ar seco em (kg/s) nos pontos 2 e 3, respectivamente; \dot{m}_{v2} e \dot{m}_{v3} são as vazões mássicas de vapor em (kg/s)

nos pontos 2 e 3, respectivamente; \dot{m}_{BL} é a vazão mássica do brometo de lítio em (kg/s) que é constante, modificando apenas a concentração e \dot{m}_w é a vazão mássica do vapor recolhido em (kg/s) no ponto β .

Ainda na Figura 3.2, observando-se o volume de controle, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{as2} = \dot{m}_{as3} \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v3} + \dot{m}_w \quad (3.15)$$

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle da Figura 3.2, desprezando-se as variações de energia cinética, energia potencial e trabalho, pode escrever:

$$\dot{m}_{as2} h_{as2} + \dot{m}_{v2} h_{v2} + \dot{m}_{BL\alpha} h_{BL\alpha} = \dot{m}_{as3} h_{as3} + \dot{m}_{v3} h_{v3} + \dot{m}_{BL\beta} h_{BL\beta} + \dot{m}_w h_w \quad (3.16)$$

Na equação (3.16), h_{as2} e h_{as3} , são as entalpias do ar seco nos pontos 2 e 3 respectivamente, em (kJ/kg). As entalpias do vapor nos pontos 2 e 3 são h_{v2} e h_{v3} , respectivamente, em (kJ/kg). As entalpias do brometo de lítio nos pontos α e β são, respectivamente, $h_{BL\alpha}$ e $h_{BL\beta}$ em (kJ/kg) e h_w é a entalpia do vapor recolhido no ponto β . Todas as entalpias são calculadas através das equações de propriedades termodinâmicas.

Aplicando-se a segunda lei da termodinâmica, para o volume de controle da Figura 3.2, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, as exergias Ψ_2 e Ψ_3 em (kJ/kg), nos pontos 2 e 3, respectivamente, podem ser calculadas pelas equações:

$$\Psi_3 = h_3 - T_0 s_3 \quad (3.17)$$

$$\Psi_2 = h_2 - T_0 s_2 \quad (3.18)$$

onde s_2 e s_3 são as entropias em (kJ/kg-K), nos pontos 2 e 3 e h_2 e h_3 são as entalpias em (kJ/kg), nos pontos 2 e 3, para a mistura de ar seco e vapor d'água e são calculadas pelas equações:

$$h_2 = h_{as2} + w_2 h_{v2} \quad (3.19)$$

$$h_3 = h_{as3} + w_3 h_{v3} \quad (3.20)$$

$$s_2 = s_{as2} + w_2 s_{v2} \quad (3.21)$$

$$s_3 = s_{as3} + w_3 s_{v3} \quad (3.22)$$

onde h_{as2} e h_{as3} são as entalpias do ar seco nos pontos 2 e 3, em (kJ/kg); h_{v2} e h_{v3} são as entalpias do vapor, nos pontos 2 e 3, em (kJ/kg); s_{as2} e s_{as3} são as entropias do ar seco, nos pontos 2 e 3, em (kJ/kg-K); s_{v2} e s_{v3} são as entropias do vapor, nos pontos 2 e 3, em (kJ/kg-K) e w_2 e w_3 são as umidades absolutas nos pontos 2 e 3 em (kg vapor d'água/kg ar seco).

3.5

Pré-aquecedor

Conforme a Figura 2.1 indica, a localização do pré-aquecedor está entre os pontos 3 e 4. A Figura 3.3 mostra o esquema deste equipamento.

Após ter passado pelo secador de *spray* de brometo de lítio, sua temperatura ter diminuído e ter sua umidade reduzida ainda mais, o ar sofre aquecimento numa primeira etapa, neste pré-aquecedor, ao trocar calor com o vapor proveniente das caldeiras.

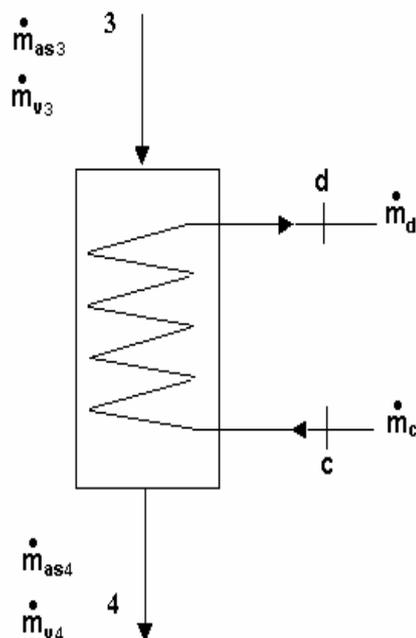


Figura 3.3 - Pré-aquecedor

A equação da continuidade para o volume de controle mostrado na Figura 3.3 pode ser escrita como:

$$\dot{m}_{as3} + \dot{m}_{v3} + \dot{m}_c = \dot{m}_{as4} + \dot{m}_{v4} + \dot{m}_d \quad (3.23)$$

onde \dot{m}_{as3} e \dot{m}_{as4} são as vazões mássicas do ar seco em (Kg/s) nos pontos 3 e 4, respectivamente; \dot{m}_{v3} e \dot{m}_{v4} são as vazões mássicas do vapor, em (Kg/s), respectivamente nos pontos 3 e 4 e \dot{m}_c e \dot{m}_d são as vazões mássicas do vapor saturado proveniente das caldeiras em (Kg/s), nos pontos c e d respectivamente.

Observando-se no volume de controle, ainda na Figura 3.3, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{as3} = \dot{m}_{as4} \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_{v3} = \dot{m}_{v4} \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_d \quad (3.26)$$

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle da Figura 3.3, desprezando-se as variações de energia cinética, energia potencial e trabalho, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{as3} h_{as3} + \dot{m}_{v3} h_{v3} + \dot{m}_c h_c = \dot{m}_{as4} h_{as4} + \dot{m}_{v4} h_{v4} + \dot{m}_d h_d \quad (3.27)$$

Na equação (3.27), h_{as3} e h_{as4} são as entalpias do ar seco nos pontos 3 e 4 respectivamente, em (kJ/kg). As entalpias do vapor são h_{v3} e h_{v4} respectivamente nos pontos 3 e 4, em (kJ/kg). As entalpias do vapor saturado, das caldeiras, nos pontos c e d, são h_c e h_d , em (kJ/kg).

Aplicando-se a segunda lei da termodinâmica, no volume de controle da Figura 3.3, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, as exergias Ψ_3 e Ψ_4 em (kJ/kg), nos pontos 3 e 4, podem ser calculadas pelas equações:

$$\psi_3 = h_3 - T_0 s_3 \quad (3.28)$$

$$\psi_4 = h_4 - T_0 s_4 \quad (3.29)$$

onde s_3 e s_4 são as entropias em (kJ/kg-K), nos pontos 3 e 4 e h_3 e h_4 são as entalpias em (kJ/kg), nos pontos 3 e 4, para a mistura ar seco e vapor d'água e são calculadas pelas equações:

$$h_3 = h_{as3} + w_3 h_{v3} \quad (3.30)$$

$$h_4 = h_{as4} + w_4 h_{v4} \quad (3.31)$$

$$s_3 = s_{as3} + w_3 s_{v3} \quad (3.32)$$

$$s_4 = s_{as4} + w_4 s_{v4} \quad (3.33)$$

onde h_{as3} e h_{as4} são as entalpias do ar seco, nos pontos 3 e 4, em (kJ/kg); h_{v3} e h_{v4} são as entalpias do vapor, nos pontos 3 e 4, em (kJ/kg); s_{as3} e s_{as4} são as

entropias do ar seco, nos pontos 3 e 4, em (kJ/kg-K); s_{v3} e s_{v4} são as entropias do vapor, nos pontos 3 e 4, em (kJ/kg-K) e w_3 e w_4 são as umidades absolutas em (kg vapor d'água/kg ar seco), nos pontos 3 e 4 respectivamente.

3.6

Aquecedor

A localização do aquecedor está ilustrada na Figura 2.1 entre os pontos 4 e 5 e o esquema deste equipamento está mostrada na Figura 3.4.

O ar, quando entra no aquecedor está seco, com umidade muito baixa e com temperatura próxima da desejada. Ao passar por este aquecedor, o ar tem sua temperatura elevada pelo vapor proveniente das caldeiras e ao sair do aquecedor está em condições ideais para a secagem do fermento, isto é, com umidade muito baixa e com temperatura adequada para que o fermento não se deteriore.

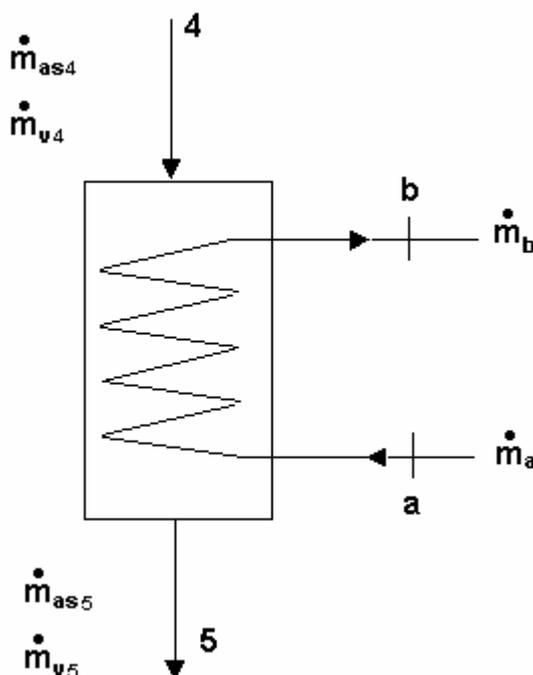


Figura 3.4 - Aquecedor

A equação da continuidade para o volume de controle mostrado na Figura 3.4, pode ser escrito como:

$$\dot{m}_{as4} + \dot{m}_{v4} + \dot{m}_a = \dot{m}_{as5} + \dot{m}_{v5} + \dot{m}_b \quad (3.34)$$

onde \dot{m}_{as4} e \dot{m}_{as5} representam as vazões mássicas do ar seco, em (kg/s) nos pontos 4 e 5, respectivamente; \dot{m}_{v4} e \dot{m}_{v5} são as vazões mássicas do vapor em (kg/s), nos pontos 4 e 5, respectivamente e \dot{m}_a e \dot{m}_b são as vazões mássicas do vapor saturado das caldeiras em (kg/s), nos pontos a e b respectivamente.

Pode-se escrever, observando-se no volume de controle ainda na Figura 3.5, as seguintes equações:

$$\dot{m}_{as4} = \dot{m}_{as5} \quad (3.35)$$

$$\dot{m}_{v4} = \dot{m}_{v5} \quad (3.36)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b \quad (3.37)$$

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle da Figura 3.4, desprezando-se as variações da energia cinética, energia potencial e trabalho, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{as4} h_{as4} + \dot{m}_{v4} h_{v4} + \dot{m}_a h_a = \dot{m}_{as5} h_{as5} + \dot{m}_{v5} h_{v5} + \dot{m}_b h_b \quad (3.38)$$

Na equação (3.38), h_{as4} e h_{as5} são as entalpias do ar seco, em (kJ/kg), nos pontos 4 e 5, respectivamente. As entalpias do vapor são h_{v4} e h_{v5} em (kJ/kg), nos pontos 4 e 5, respectivamente e h_a e h_b são as entalpias do vapor saturado das caldeiras nos pontos a e b, em (kJ/kg).

Aplicando-se a segunda lei da termodinâmica, para o volume de controle da Figura 3.4, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, as exergias Ψ_4 e Ψ_5 em (kJ/kg), nos pontos 4 e 5, respectivamente, podem ser calculadas pelas equações:

$$\Psi_4 = h_4 - T_o s_4 \quad (3.39)$$

$$\psi_5 = h_5 - T_0 s_5 \quad (3.40)$$

onde s_4 e s_5 são as entropias em (kJ/kg-K), nos pontos 4 e 5 e h_4 e h_5 são as entalpias em (kJ/kg), nos pontos 4 e 5, para a mistura ar seco e vapor d'água e são calculadas pelas equações:

$$h_4 = h_{as4} + w_4 h_{v4} \quad (3.41)$$

$$h_5 = h_{as5} + w_5 h_{v5} \quad (3.42)$$

$$s_4 = s_{as4} + w_4 s_{v4} \quad (3.43)$$

$$s_5 = s_{as5} + w_5 s_{v5} \quad (3.44)$$

onde h_{as4} e h_{as5} são as entalpias do ar seco, nos pontos 4 e 5, em (kJ/kg); h_{v4} e h_{v5} são as entalpias do vapor, nos pontos 4 e 5, em (kJ/kg); s_{as4} e s_{as5} são as entropias do ar seco, nos pontos 4 e 5, em (kJ/kg-K); s_{v4} e s_{v5} são as entropias do vapor, nos pontos 4 e 5, em (kJ/kg-K) e w_4 e w_5 são as umidades absolutas, nos pontos 4 e 5, em (kg vapor d'água/kg ar seco).

3.7

Secador de Leito Fluidizado:

Este equipamento está localizado na Figura 2.1 entre os pontos 5 e 6 e está esquematizado abaixo conforme a Figura 3.5.

Nesta etapa, o ar quente e praticamente seco que entra no secador de leito fluidizado, retira grande parte da umidade do fermento tornando-o praticamente seco, isto é, com a umidade apropriada e pronto para ser embalado.

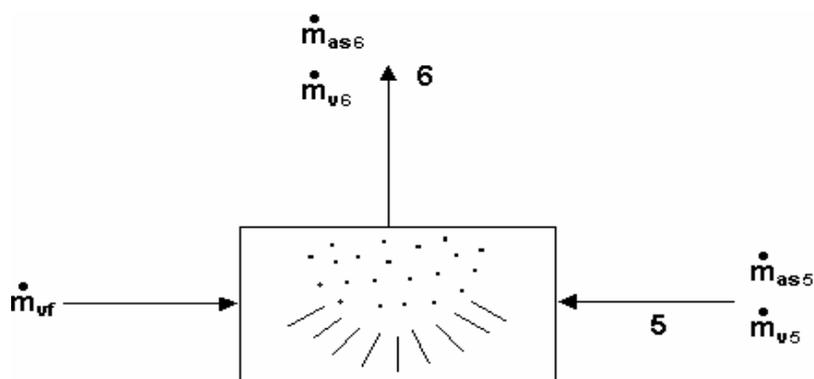


Figura 3.5 – Secador de leito fluidizado

A equação da continuidade para o volume de controle mostrado na Figura 3.5, pode ser escrita como:

$$\dot{m}_{as5} + \dot{m}_{v5} + \dot{m}_{vf} = \dot{m}_{as6} + \dot{m}_{v6} \quad (3.45)$$

onde \dot{m}_{as5} e \dot{m}_{as6} são as vazões mássicas do ar seco, em (kg/s), nos pontos 5 e 6 respectivamente, \dot{m}_{v5} e \dot{m}_{v6} são as vazões mássicas do vapor, em (kg/s), nos pontos 5 e 6 respectivamente e \dot{m}_{vf} é a vazão mássica do vapor, em (kg/s), fornecido pelo fermento no ponto 5.

Observando-se a Figura 3.5, no mesmo volume de controle, temos:

$$\dot{m}_{as5} = \dot{m}_{as6} \quad (3.46)$$

$$\dot{m}_{v5} + \dot{m}_{vf} = \dot{m}_{v6} \quad (3.47)$$

Aplicando-se a primeira lei para o volume de controle da Figura 3.5, desprezando-se as variações de energia cinética, energia potencial e trabalho, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{as5} h_{as5} + \dot{m}_{v5} h_{v5} + \dot{m}_{vf} h_{vf} = \dot{m}_{as6} h_{as6} + \dot{m}_{v6} h_{v6} \quad (3.48)$$

Na equação (3.48), h_{as5} e h_{as6} são as entalpias do ar seco, nos pontos 5 e 6 respectivamente, em (kJ/kg); h_{v5} e h_{v6} são as entalpias do vapor nos pontos 5 e 6 em (kJ/kg) e h_{vf} é a entalpia do vapor em (kJ/kg) fornecido pelo fermento dentro do secador de leite fluidizado.

Aplicando-se a segunda lei da termodinâmica, para o volume de controle da Figura 3.5, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, as exergias ψ_5 e ψ_6 nos pontos 5 e 6, em (kJ/kg), podem ser calculadas pelas equações:

$$\psi_5 = h_5 - T_0 s_5 \quad (3.49)$$

$$\psi_6 = h_6 - T_0 s_6 \quad (3.50)$$

onde s_5 e s_6 são as entropias em (kJ/kg-K), nos pontos 5 e 6 e h_5 e h_6 são as entalpias em (kJ/kg), nos pontos 5 e 6, para a mistura ar seco e vapor d'água e são calculadas pelas equações:

$$h_5 = h_{as5} + w_5 h_{v5} \quad (3.51)$$

$$h_6 = h_{as6} + w_6 h_{v6} \quad (3.52)$$

$$s_5 = s_{as5} + w_5 s_{v5} \quad (3.53)$$

$$s_6 = s_{as6} + w_6 s_{v6} \quad (3.54)$$

onde h_{as5} e h_{as6} são as entalpias do ar seco, nos pontos 5 e 6, em (kJ/kg); h_{v5} e h_{v6} são as entalpias do vapor, nos pontos 5 e 6, em (kJ/kg); s_{as5} e s_{as6} são as entropias do ar seco, nos pontos 5 e 6, em (kJ/kg-K); s_{v5} e s_{v6} são as entropias do vapor, nos pontos 5 e 6, em (kJ/kg-K) e w_5 e w_6 são as umidades absolutas nos pontos 5 e 6, em (kg vapor d'água/kg ar seco).

3.8

Exaustor

O exaustor está localizado na Figura 2.1 entre os pontos 6 e 7 e o esquema deste equipamento está mostrado na Figura 3.6.

O ar, ao sair do secador de leito fluidizado, torna-se úmido novamente, pois retirou grande parte da umidade contida no fermento para torná-lo praticamente seco e em condições de embalagem.

Antes de entrar no exaustor, o ar passa por um processo de tratamento em um filtro de alta eficiência em que são retiradas as impurezas para posteriormente ser lançado na atmosfera ao sair do exaustor.

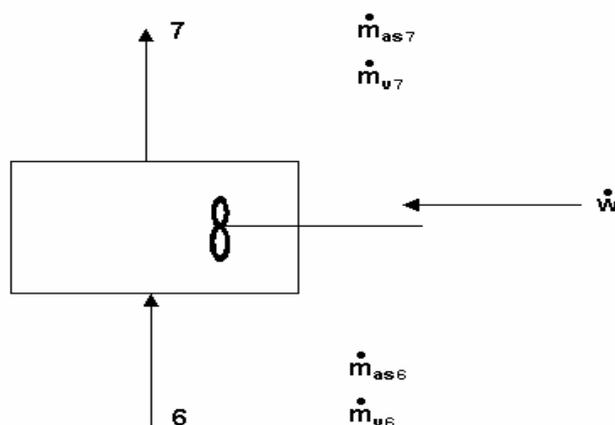


Figura 3.6 – Exaustor

A equação da continuidade para o volume de controle mostrado na Figura 3.6, pode ser escrita como:

$$\dot{m}_{as6} + \dot{m}_{v6} + \dot{w} = \dot{m}_{as7} + \dot{m}_{v7} \quad (3.55)$$

onde \dot{m}_{as6} e \dot{m}_{as7} são as vazões mássicas do ar seco nos pontos 6 e 7, respectivamente, em (kg/s); \dot{m}_{v6} e \dot{m}_{v7} são as vazões mássicas do vapor nos pontos 6 e 7, respectivamente, em (kg/s) e \dot{w} é o trabalho realizado pelo exaustor.

No mesmo volume de controle, ainda na Figura (3.6), pode-se escrever:

$$\dot{m}_{as6} = \dot{m}_{as7} \quad (3.56)$$

$$\dot{m}_{v6} = \dot{m}_{v7} \quad (3.57)$$

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle da Figura 3.6, desprezando-se as variações da energia cinética, energia potencial e trabalho, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{as6} h_{as6} + \dot{m}_{v6} h_{v6} = \dot{m}_{as7} h_{as7} + \dot{m}_{v7} h_{v7} - \dot{W} \quad (3.58)$$

Na equação (3.58), as entalpias do ar seco são h_{as6} e h_{as7} , nos pontos 6 e 7, respectivamente em (kJ/kg); h_{v6} e h_{v7} , são as entalpias do vapor, nos pontos 6 e 7 em (kJ/kg) e \dot{W} o trabalho realizado pelo exaustor.

Aplicando-se a segunda lei da termodinâmica, para o volume de controle da Figura 3.6, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, as exergias ψ_6 e ψ_7 em (kJ/kg) nos pontos 6 e 7, podem ser calculadas pelas equações:

$$\psi_6 = h_6 - T_0 s_6 \quad (3.59)$$

$$\psi_7 = h_7 - T_0 s_7 \quad (3.60)$$

onde s_6 e s_7 são as entropias em (kJ/kg-K), nos pontos 6 e 7, em (kJ/kg-K) e h_6 e h_7 são as entalpias em (kJ/kg), nos pontos 6 e 7, para a mistura ar seco e vapor d'água e são calculadas pelas equações:

$$h_6 = h_{as6} + w_6 h_{v6} \quad (3.61)$$

$$h_7 = h_{as7} + w_7 h_{v7} \quad (3.62)$$

$$s_6 = s_{as6} + w_6 s_{v6} \quad (3.63)$$

$$s_7 = s_{as7} + w_7 s_{v7} \quad (3.64)$$

onde h_{as6} e h_{as7} são as entalpias do ar seco nos pontos 6 e 7, em (kJ/kg); h_{v6} e h_{v7} são as entalpias do vapor nos pontos 6 e 7, em (kJ/kg); s_{as6} e s_{as7} são as entropias do ar seco nos pontos 6 e 7, em (kJ/kg-K); s_{v6} e s_{v7} são as entropias do vapor nos pontos 6 e 7, em (kJ/kg-K) w_6 e w_7 são as umidades absolutas em (kg vapor d'água/kg ar seco).

3.9

Queda de pressão

Por ser um dado sigiloso da fábrica, a queda de pressão nos equipamentos, foi considerada linear. Assim, foi assumido que a pressão ao longo da instalação está representada na Figura 3.8. Os valores usados para a pressão na Figura 3.7 estão mostrados na tabela 4.1.

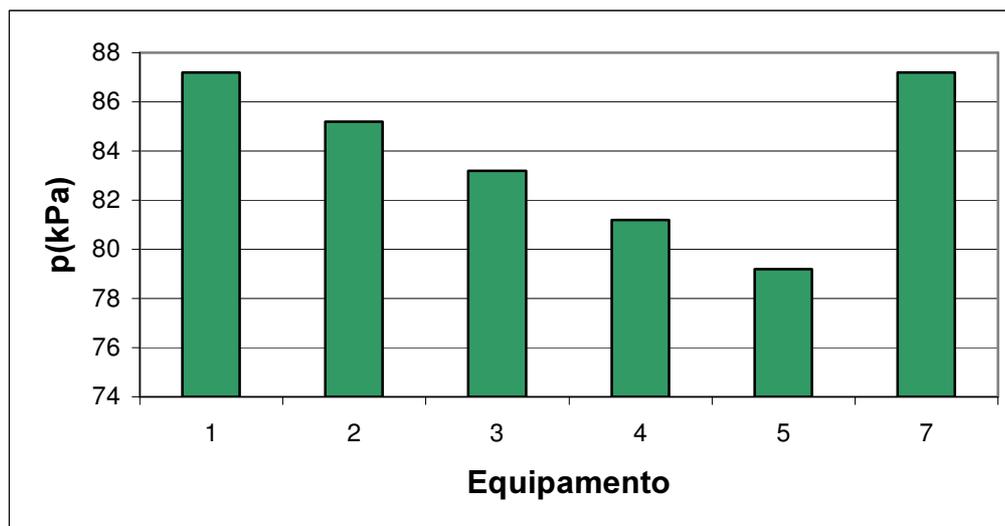


Figura 3.7 - Queda de pressão nos equipamentos

onde as representações dos números referentes aos equipamentos estão descritas abaixo:

- 1- primeiro resfriador;
- 2- secador de brometo de lítio;
- 3- pré-aquecedor;
- 4- aquecedor;
- 5- secador de leite fluidilizado;
- 7- exaustor.

3.10

Simulação numérica da planta (ar seco, vapor d'água e vapor saturado).

Inicialmente, são conhecidas a pressão, a temperatura, a umidade relativa e a massa de ar em condições ambientes que entram na planta no ponto 1, mostrado na Figura 2.1.

Para a determinação das temperaturas, entalpias, entropias, umidades absolutas e exergias em cada ponto de entrada e saída dos equipamentos, podem ser empregadas as equações de propriedades termodinâmicas e as equações descritas nesse capítulo.

O sistema de equações é formado por 64 equações (equação 3.1 a 3.64) e 64 incógnitas.

3.10.1

Algoritmo de Solução

As medições práticas foram obtidas naqueles pontos onde a instrumentação era confiável. Outros dados tiveram que ser assumidos levando em conta a experiência e critérios técnicos dentro do setor, sendo todos os dados posteriormente confirmados através dos balanços de massa e energia. As avaliações foram efetuadas *in loco* no ano de 2002.

Para a realização dos balanços de massa e energia foi utilizado o programa EES (Engineering Equation Solver) que calcula diferentes processos térmicos. O programa utiliza as propriedades termodinâmicas de acordo com um conjunto de equações clássicas de balanço de massa e energia.

O sistema estudado neste capítulo foi montado como pode ser visto na Figura 2.1, mediante as definições dos equipamentos básicos ligados entre si através de linhas de vapor, segundo as propriedades do fluxo que passa por elas. As propriedades termodinâmicas do ar seco e vapor d'água como entalpias, entropias, exergias estão contidas no programa EES.

Com as equações desenvolvidas neste capítulo, para a verificação da planta de geração de vapor, pôde-se obter os resultados utilizando alguns valores coletados da planta, no programa de computação EES aplicado para a solução destas equações. Os resultados obtidos com o programa estão mostrados no capítulo 4.

3.11

Irreversibilidade na planta

Para o cálculo das fontes de irreversibilidades na planta, são consideradas as exergias em cada ponto de entrada e saída dos equipamentos da planta. Depois de várias simulações obtiveram-se os resultados das exergias,

para a vazão mássica total (ar seco e água), em kW considerados os volumes de controle, em cada equipamento, da planta de geração de vapor. São considerados os títulos do vapor nos pontos a, b, c e d como sendo 0,85, 0,7, 1 e 0,6 respectivamente. Para a potência do exaustor o valor considerado é 250 HP.

As irreversibilidades, em (kW), em cada equipamento são calculadas pela diferença das exergias de entrada e saída de cada equipamento da planta.

Assim, para o primeiro resfriador tem-se:

$$\dot{I} = \dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2 \quad (3.65)$$

onde $\dot{\psi}_1$ e $\dot{\psi}_2$ são as exergias nos pontos 1 e 2, respectivamente.

Para o secador de *spray* de brometo de lítio, a irreversibilidade é calculada como:

$$\dot{I} = \dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_3 \quad (3.66)$$

onde $\dot{\psi}_2$ e $\dot{\psi}_3$ são as exergias nos pontos 2 e 3, respectivamente.

No pré-aquecedor, pode-se escrever que:

$$\dot{I} = (\dot{\psi}_3 + \dot{\psi}_c) - (\dot{\psi}_4 + \dot{\psi}_d) \quad (3.67)$$

onde $\dot{\psi}_3$ e $\dot{\psi}_4$ são as exergias nos pontos 3 e 4, respectivamente.

No aquecedor, é calculada como:

$$\dot{I} = (\dot{\psi}_4 + \dot{\psi}_a) - (\dot{\psi}_5 + \dot{\psi}_b) \quad (3.68)$$

onde $\dot{\psi}_4$ e $\dot{\psi}_5$ são as exergias nos pontos 4 e 5, respectivamente.

Para o secador de leite fluidizado e o exaustor foi considerado um único volume de controle. Então pode-se escrever que:

$$\dot{I} = \dot{\psi}_5 - \dot{\psi}_7 - \dot{W}_{\text{exaustor}} \quad (3.69)$$

onde $\dot{\psi}_5$ e $\dot{\psi}_7$ são as exergias nos pontos 5 e 7, respectivamente e $\dot{W}_{\text{exaustor}}$ é a potência do exaustor.

3.12

Consumo de combustível da caldeira

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica no volume de controle constituído pela caldeira e o combustível (óleo BPF), pode-se escrever:

$$\dot{m}_a(h_s - h_e) = \dot{m}_{\text{comb}} \text{PCI} \eta_{\text{cal}} \quad (3.70)$$

onde \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível (óleo BPF) em [kg/s], PCI é o poder calorífico inferior do óleo BPF em kcal/kg, (Apêndice C), η_{cal} é o rendimento da caldeira. A vazão mássica de vapor da caldeira é \dot{m}_a , no ponto a da Figura 2.1, em kJ/kg. O valor de \dot{m}_a e as entalpias de vapor na entrada e saída da caldeira são, respectivamente, h_e e h_s em kJ/kg. A entalpia de entrada h_e é 167 kJ/kg, determinada para líquido comprimido à temperatura de 40°C. A entalpia de saída h_s é a entalpia do ponto a, da Figura 2.1, cujo valor se encontra na Tabela 4.1.

A seguir, no capítulo 4 serão apresentados os resultados obtidos utilizando-se o algoritmo e os resultados coletados da planta de geração de vapor.