UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE BAURU

APROVEITAMENTO ENERGÉTICO DO GÁS DE ATERRO SANITÁRIO E SUA UTILIZAÇÃO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

JOSÉ ADELINO BRAZ

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia da UNESP - Campus de Bauru, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Industrial.

BAURU - SP
Abril - 2002

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia
Campus de Bauru

APROVEITAMENTO ENERGÉTICO DO GÁS DE ATERRO SANITÁRIO E SUA UTILIZAÇÃO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

ENG. MECÂNICO JOSÉ ADELINO BRAZ

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia da UNESP - Campus de Bauru, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Industrial.

BAURU - SP
Abril de 2002

Número de chamada
Clas. 7 / UNESP
PHA 6839a
Tombo n.º 1007

200. CAPES 3.05.04.08-2 - Aproveitamento de Energia
Aterro sanitário
Biogás
Refrigeração - absorção

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia
Campus de Bauru

APROVEITAMENTO ENERGÉTICO DO GÁS DE ATERRO SANITÁRIO E SUA UTILIZAÇÃO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

BIBLIOTECA - UNESP - CAMPUS BAURU

ENG. MECÂNICO JOSÉ ADELINO BRAZ

Orientador: Prof. Dr. Celso Luiz da Silva

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia da UNESP - Campus de Bauru, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Industrial.

BAURU - SP
Abril de 2002

Ficha catalográfica elaborada por
DIVISÃO TÉCNICA DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO
UNESP - Bauru

Braz, José Adelino
Aproveitamento energético do gás de aterro sanitário e sua utilização em sistemas de refrigeração por absorção / José Adelino Braz - - Bauru : [s.n.], 2002.
86 f. : il.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia.

Orientador: Prof. Dr. Celso Luiz da Silva.

1. Biogás. 2. Aterro sanitário. 3. Refrigeração - absorção. I – Título. II – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia.

PÓS-GRADUAÇÃO
ENGENHARIA INDUSTRIAL

ATA Nº 023/2002.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE *JOSÉ ADELINO BRAZ*, ALUNO DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA INDUSTRIAL, DA FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNESP – CAMPUS DE BAURU.

No dia primeiro de abril de dois mil e dois, às quatorze horas, no anfiteatro do prédio da Pós-graduação da Faculdade de Engenharia da UNESP, Campus de Bauru, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos Professores Doutores: Celso Luiz da Silva do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia - UNESP – Campus de Bauru, Presidente da Banca, Jorge Hamada do Departamento de Engenharia Civil da Faculdade de Engenharia – UNESP – Campus de Bauru e José Roberto Simões Moreira do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica – USP – São Paulo, a fim de proceder a argüição pública da Dissertação de Mestrado do candidato ***José Adelino Braz***, intitulada "APROVEITAMENTO ENERGÉTICO DO GÁS DE ATERRO SANITÁRIO E SUA UTILIZAÇÃO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO". O Professor Doutor Celso Luiz da Silva, Presidente da Banca, apresentou o candidato, que dissertou sobre seu trabalho, em trinta minutos, após, a candidato foi argüido oralmente pelos membros componentes da Comissão Examinadora no tempo regulamentar exigido. Logo após, reuniu-se a Comissão Examinadora, tendo apresentado o conceito final: **APROVADO**, atribuindo a menção ***com distinção***. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após, lida e aprovada, será assinada pelos Senhores Membros da Comissão Examinadora. Bauru, primeiro de abril de dois mil e dois. / .

Prof. Dr. Celso Luiz da Silva - Presidente _____

Prof. Dr. Jorge Hamada - Membro _____

Prof. Dr. José Roberto Simões Moreira - Membro _____

unesp
UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia - Bauru
Av.Engº Luiz Edmundo Carrijo Coube s/nº • Caixa Postal 473 • CEP 17 033-360 • Bauru • SP • Fone: 14 221 6000 e 14 221 6108 • Fax: 14 221 6104
E-mail: spg-fe@bauru.unesp.br • home page: www.bauru.unesp.br/pos/fe.htm

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

AGRADECIMENTOS

Profundos e sinceros agradecimentos:

- Ao Prof. Dr. Celso Luiz da Silva pela orientação e incentivo;
- À minha esposa, Marinês, pelo incentivo e pelo grande apoio;
- Aos meus filhos, Gabriel e José Emilio pela compreensão, paciência e cooperação;
- Ao meu irmão João Carlos, pelo incentivo;
- Ao Departamento de Limpeza Urbana da Prefeitura Municipal de Rio Claro, na pessoa do Eng. Civil Luís Antônio Seraphim, pelo fornecimento de dados e material bibliográfico, referentes ao aterro controlado do município, que foram fundamentais para a execução deste trabalho.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS ..... **I**

SUMÁRIO ..... **II**

ÍNDICE DE TABELAS ..... **V**

ÍNDICE DE FIGURAS ..... **VII**

ÍNDICE DE FIGURAS ..... **VII**

SIMBOLOGIA ..... **IX**

DEFINIÇÕES ..... **XIV**

RESUMO ..... **XV**

ABSTRACT ..... **XVI**

1. INTRODUÇÃO **1**

2. OBJETIVOS **3**

3. ATERRO CONTROLADO DE RIO CLARO **4**

3.1 Histórico E Características ***4***

3.2. Aspectos Climáticos ***7***

4. REVISÃO DA LITERATURA **8**

4.1. Aproveitamento Energético Do Gás De Aterro ***8***

4.1.1. Formas De Utilização E Conversão Da Energia Disponível No Gás De Aterro *13*

4.1.2. Preparação Dos Gases *15*

4.1.3. Comparação Dos Conceitos De Aproveitamento *16*

4.1.4. Combustão – Conceitos Fundamentais *16*

4.2. Refrigeração ***17***

4.2.1. O Ciclo Reversível De Carnot *19*

4.2.2. Ciclo Teórico De Simples Estágio *20*

4.2.3. Refrigeração Por Absorção – Considerações Iniciais *25*

4.2.4. Fundamentos Da Refrigeração Por Absorção *25*

4.2.5. Comparação Entre O Desempenho Dos Ciclos De Compressão De Vapor E Absorção *31*

4.2.6. Ciclos Práticos De Refrigeração Por Absorção *33*

4.2.7. Sistemas Usando A Mistura Água-Amônia *33*

4.3. Congelamento De Alimentos 39
4.3.1. Propriedades Termofísicas De Alimentos 41
4.3.2. Métodos Numéricos 42
4.3.3. Determinação Das Propriedades Térmicas De Alimentos 43
4.3.4 Determinação Das Cargas Térmicas De Um Sistema De Frigorífico 47
5. METODOLOGIA 54
5.1. Produção De Gás De Aterro 54
5.1.1 Modelo Triangular De Tchobanoglous 56
5.1.2. Cálculos Da Combustão – Utilização Do Programa Wincombu 58
5.2. Sistemas De Refrigeração 60
5.2.1 Determinação Das Cargas Térmicas De Um Sistema Frigorífico. 60
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES 62
6.1. Determinação Do Calor Disponível Na Combustão Do Gás De Aterro 70
6.2. Análise Fluidotérmica De Um Sistema De Refrigeração Por Absorção Água-Amônia 74
6.2.1. Balanço De Massa E Energia Do Conjunto Gerador, Torre, Condensador, Trocador De Calor E Serpentina De Refluxo 77
6.2.2. Balanço De Massa E Energia No Absorvedor 78
6.2.3. Balanço Geral De Calor 79
7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES 81
8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 83
ANEXO A - DIMENSIONAMENTO DE UMA CÂMARA PARA ESTOCAGEM DE ALIMENTO. 87
ANEXO B – PROPRIEDADES DA SOLUÇÃO ÁGUA-AMÔNIA 93
ANEXO C – PROPRIEDADES TÉRMICAS DE ALIMENTOS 97
APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS DO GÁS DO ATERRO DE RIO CLARO 103

APÊNDICE B – VALORES ACUMULADOS DE PRECIPITAÇÃO, mm (TAVARES et. Al. 1994, 1995, 1996 e 1997). 105

APÊNDICE C – CARACTERÍSTICAS DA PRODUÇÃO DE GÁS EM ATERRO 106

APÊNDICE D – PERMEAÇÃO DE GASES 107

APÊNDICE E – PLANILHA DE CÁLCULO DA PRODUÇÃO DE CH_4 108

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 – Características do município de Rio Claro 5

Tabela 3.2 – Produção diária de lixo residencial por classe social 5

Tabela 3.3 – Composição do lixo residencial de acordo com o tipo de resíduo (porcentagem em relação ao peso) 6

Tabela 4.2 – Características de congelamento de carne desossada, embalada em caixas de papelão, em função do tempo de residência e velocidade do ar 40

Tabela 4.3 – Valores da difusividade térmica para carne bovina 46

Tabela 4.4 – Correção da temperatura em função da cor da superfície externa, ... 48

Tabela 4.5 - Troca diária de ar em função do volume 49

Tabela 4.6 – Volume específico e entalpia do ar 50

Tabela 4.7 – Calor dissipado em J/s para diferentes tipos de lâmpadas e intensidade luminosa 52

Tabela 4.8 – Calor equivalente para motores elétricos, kW/kW 52

Tabela 4.9 – Calor equivalente por pessoa 53

Tabela 5.1 – dados de entrada para o programa Wincombu..... 59

Tabela 5.2 – dados de saída do programa Wincombu..... 59

Tabela 6.1 - Coleta domiciliar mensal em toneladas no período de junho de 1994 a dezembro de 2000..... 62

Tabela 6.2 – Expectativa de crescimento da produção média mensal de resíduo sólido urbano, a ser disposto no aterro. 63

Tabela 6.3 - Composição típica dos resíduos por categoria..... 64

Tabela 6.4 – Componentes dos R.S.U. 64

Tabela 6.5 – Composição química do R.S.U. de Rio Claro..... 65

Tabela 6.6 – Composição molar dos elementos..... 65

Tabela 6.7 – Relações molares normalizadas..... 65

Tabela 6.8 - Volume de metano a ser gerado..... 67

Tabela 6.9 – Concentrações de CO_2 e CH_4 no gás do aterro..... 71

Tabela 6.10 – Dados de entrada para cálculo de combustão com o programa WinComb..... 71

Tabela 6.11 – Resultados da combustão do gás de aterro, obtidos com o programa WinComb 72
Tabela 6.12 – Calor disponível pela queima do gás 73

TABELAS DO ANEXO

Tabela A.1 – Cargas térmicas para câmara de estocagem 50x90x5 metros 91
Tabela B.1 - Amônia – propriedades do líquido e vapor saturados 94
Tabela B.2- Amônia – propriedades do líquido e vapor saturados – continuação 95
Tabela C.1 – Propriedades térmicas de frutas e hortaliças 97
Tabela C.2 – Propriedades físicas de frutas e hortaliças (cont.) 98
Tabela C.3 – Propriedades térmicas de carne e outros produtos 99
Tabela C.4 - Propriedades térmicas de carne e outros produtos (cont.) 100
Tabela C.5 – Calor de respiração de frutas 101
Tabela C.6 – Calor de respiração de hortaliças 102

TABELAS DO APÊNDICE

Tabela A.1 - Composição de gás do aterro (% em volume) 103
Tabela B.1 – Valores acumulados de precipitação, mm 105

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1 – Mapa de localização do aterro controlado de Rio Claro 4

Figura 4.1 – Processos do ciclo de refrigeração de Carnot 20

Figura 4.2 – Ciclo básico de refrigeração 21

Figura 4.3 - Comparação entre o ciclo teórico de simples estágio e o ciclo de Carnot 21

Figura 4.4 – Transferências externas de energia para um sistema de refrigeração por absorção, ... 22

Figura 4.5 – Sistema industrializado de refrigeração por absorção água-amônia 24

Figura 4.6 – Ciclo de refrigeração por absorção água-brometo de lítio 27

Figura 4.7 – Diagrama pressão x temperatura para o ciclo de absorção água-brometo de lítio de simples estágio 28

Figura 4.8 – Pressão de equilíbrio do vapor de água 29

Figura 4.9 - Diagrama temperatura-pressão-concentração de soluções água-brometo de lítio 29

Figura 4.10 – Sistema de absorção em ciclo contínuo 30

Figura 4.11 – Combinação de ciclo de potência e de refrigeração operado a calor 32

Figura 4.12 – Ciclo de refrigeração por absorção água-amônia 34

Figura 4.13 – Método do balanço de entalpia 38

Figura 4.14 – Porcentagem de água congelada na carne, onde P é a porcentagem de água congelada e T representa a temperatura 44

Figura 5.1 – Modêlo triangular para resíduos rapidamente degradáveis 56

Figura 5.2 – Modêlo triangular para resíduos lentamente degradáveis 57

Figura 6.1 – CH_4 gerado pelos R.S.U. do município de Rio Claro-SP 68

Figura 6.2 – Energia disponível no R.S.U. do município de Rio Claro-SP 69

Figura 6.5 – Condições da amônia antes e depois da expansão 75

Figura 6.6 – calor disponível pela queima do gás de aterro e consumo do queimador 80

FIGURAS DO ANEXO

Figura B.1 - Diagrama entalpia concentração para solução de amônia e água 93

Figura B.2 – Diagrama pressão-entalpia do vapor de amônia saturado 96

FIGURAS DO APÊNDICE

Figura A.1 – Composição do gás de aterro gerado no período de outubro de 1990 a agosto de 1992 no aterro controlado de Rio Claro-SP..... 104

Figura C.1 – Curva típica de produção de gás em função da vida útil do aterro..... 106

SIMBOLOGIA

a = *difusividade térmica, m^2/s*

A_e = *área da superfície externa, m^2*

A_q = *área exposta às perdas por transmissão de calor, m^2*

B_i = *número de Biot, adimensional*

$C.O.P.$ = *Coeficiente de desempenho (do inglês "Coefficient of performance"), adimensional*

$C.O.P._{rev}$ = *Coeficiente de desempenho do ciclo reversível ideal, adimensional*

c_1 = *calor específico do produto acima do congelamento, J/kg K*

c_2 = *calor específico do produto abaixo do ponto de congelamento, J/kg K*

c_e = *calor específico da embalagem, J/kg K*

c_p = *calor específico à pressão constante, J/kg K*

e = *espessura, m*

e_i = *espessura do isolamento térmico, m*

E = *equivalente dimensional do calor transferido*

E_a = *poder emissivo de um corpo radiante (relativo à amostra), W/m^2*

E_o = *equivalente dimensional do calor transferido para $B_i \rightarrow 0$*

E_∞ = *equivalente dimensional do calor transferido para $B_i \rightarrow \infty$*

E_p = *poder emissivo de um corpo radiante (relativo ao padrão), W/m^2*

h = *entalpia específica, J/kg*

h_e = *entalpia do ar externo, J/kg*

h_i = *entalpia do ar interno J /kg*

$\bar{h}$ = *coeficiente convectivo de transferência de calor, W/m^2 K*

$\bar{h}_e$ = *coeficiente convectivo de transferência de calor do ar externo, W/m^2 K*

$\bar{h}_i$ = *coeficiente convectivo de transferência de calor do ar interno, W/m^2 K*

h_ℓ = *entalpia do refrigerante líquido, J/kg*

h_v = *entalpia do vapor de refrigerante, J/kg*

I = *Índice de iluminação, lumens*

k = *condutividade térmica, W/m K*

k_f = *condutividade térmica no congelamento, W/m K*

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

k_i = condutividade térmica do isolante, W/m K

k_s = condutividade térmica no estado completamente congelado, W/m K

ℓ = comprimento, m

M = massa, kg

M_E = massa da embalagem, kg

m = fluxo em massa, kg/s

m_A = fração do fluxo de massa do refrigerante na solução deixando o absorvedor, kg/s

m_E = fluxo em massa de refrigerante passando pelo evaporador, kg/s

m_G = fração do fluxo de massa do refrigerante na solução deixando o gerador, kg/s

n = número de trocas de ar por 24 horas

N = número de lâmpadas

P = potência, W

p = pressão, Pa (N/m^2)

$\bar{P}$ = parâmetro geométrico na equação de Plank, adimensional

$P.C.I.$ = Poder calorífico inferior, J/kg ou J/Nm^3

$P_{ilum.}$ = carga térmica da iluminação, W

$\dot{Q}$ = vazão volumétrica, m^3/s

$\bar{Q}$ = parâmetro geométrico na equação de Plank, adimensional

Q = calor transferido, J

Q_a = valor corrigido da carga térmica, $kcal/hm^2$

Q_l = calor da amônia condensada à saída do condensador, J

Q_r = calor de respiração para hortaliças e legumes, J

Q_{wa} = calor da solução que retorna do gerador ao absorvedor, J

Q_A = calor rejeitado ao ambiente no absorvedor, J

Q_C = calor rejeitado ao ambiente no condensador, J

Q_E = calor fornecido pelo meio a ser refrigerado, no evaporador, J

Q_F = calor fornecido à torre de retificação, J

Q_G = calor fornecido ao sistema no gerador, J

Q_O = calor total rejeitado ao ambiente, J

Q_R = calor retirado da serpentina de refluxo, J

Q_1 = *calor à temperatura* T_1, *J*

Q_2 = *calor à temperatura* T_2, *J*

q = *fluxo de calor por unidade de tempo, J/s*

q_1 = *fluxo de calor removido no resfriamento, J/s*

q_2 = *fluxo de calor removido no resfriamento até a temperatura de início de congelamento, J/s*

q_3 = *fluxo de calor removido no congelamento, J/s*

q_4 = *fluxo de calor removido na redução de temperatura entre o início de congelamento até o valor final desejado, J/s*

q_f = *fluxo de calor da solução que entra na torre, vinda do trocador de calor, J/s*

q_ℓ = *fluxo de calor do refrigerante que deixa o condensador e vai ao evaporador, J/s*

q_{wa} = *fluxo de calor da solução que retorna do gerador ao absorvedor, J/s*

q_t = $q_\ell + q_C + q_{wa}$, *J/s*

q_A = *fluxo de calor rejeitado ao ambiente no absorvedor, J/s*

q_C = *fluxo de calor rejeitado ao ambiente no condensador J/s*

q_E = *fluxo de calor fornecido pelo meio a ser refrigerado, no evaporador, J/s*

q_G = *fluxo de calor fornecido ao sistema pelo gerador, J/s*

q_O = *fluxo de calor total rejeitado ao ambiente, J/s*

$q_{pessoas}$ = *fluxo de calor referente à carga térmica das pessoas, J/s*

q_{prod} = *fluxo de calor referente à carga térmica total do produto, J/s*

$\bar{q}$ = *fluxo de calor por unidade de área,* W/m^2

q_{tot} = *fluxo total de calor removido, J/s*

R = *calor específico de respiração para hortaliças e legumes, J/kg*

R.S.U. = *resíduos sólidos urbanos*

r = *raio, m*

r_e = *raio externo, m*

s = *entropia específica, J/kg K*

T = *temperatura, K*

T_1 = *temperatura inicial do produto, K*

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

T_2 = *temperatura a que se quer levar o produto no resfriamento, K*

T_a = *temperatura do meio congelante, K*

T_A = *temperatura no absorvedor, K*

T_e = *temperatura externa, K*

T_E = *temperatura no evaporador, K*

T_f = *temperatura final a que se quer levar o produto no congelamento, K*

t_f = *tempo de congelamento, s*

T_G = *temperatura no gerador, K*

T_i = *temperaturas interna, K*

T_o = *temperatura do ambiente, K*

t_{ref} = *tempo de congelamento para uma forma de referência para mesmo raio, nas mesmas condições de congelamento, s*

U = *coeficiente global de transferência de calor, $W/m^2 K$*

v = *volume específico do ar externo, m^3/kg*

V = *volume, m^3*

V_{CH_4} = *volume de CH_4 em relação à quantidade de resíduos, m^3/kg (resíduo)*

V_{CO_2} = *volume de CO_2 em relação à quantidade de resíduos, m^3/kg (resíduo)*

V_{RD} = *volume teórico de gás gerado pelos resíduos rapidamente degradáveis, em relação ao peso do resíduo sêco depositado, m^3/kg (resíduo)*

V_{RL} = *volume teórico de gás gerado pelos resíduos lentamente degradáveis, em relação ao peso do resíduo sêco depositado, m^3/kg (resíduo)*

W = *trabalho da transferência, J*

W_p = *trabalho fornecido pela bomba de solução, J*

x = *relação entre fluxo mássico de solução vinda do absorvedor e fluxo mássico de refrigerante, adimensional*

x, y = *dimensões em planta, m*

z = *altura, m*

Δ_h = *variação de entalpia no congelamento, em relação ao volume, J/m^3*

Δs = *variação total de entropia, J/kg K*

Δs_E = *variação de entropia do meio refrigerado, J/kg K*

Δs_G = *variação de entropia do meio aquecedor, J/kg K*

Δs_O = *variação de entropia do ambiente, J/kg K*

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

ΔT = *diferença entre a temperatura de entrada e a qual se deseja estocar o produto, K*

ε = *emissividade, adimensional*

η_R = *Eficiência de refrigeração, adimensional*

ρ = *densidade, kg/m³*

DEFINIÇÕES

Aterro sanitário: depósito utilizado para disposição de resíduos no solo, fundamentado em critérios de engenharia e normas operacionais, que permite a confinação segura em termos de controle da poluição ambiental e proteção à saúde pública (ABNT, 1986B).

Aterro controlado: método que utiliza princípios da engenharia para confinar os resíduos, cobrindo-os com uma camada de material inerte na conclusão de cada jornada de trabalho. Produz, em geral, poluição localizada. Geralmente não dispões de impermeabilização de base, nem sistema de tratamento de chorume ou captação dos gases gerados.

Lixão: forma inadequada de disposição de resíduos sólidos, caracterizando-se pela simples descarga sobre o solo, sem medidas de proteção ao meio ambiente ou à saúde pública. Também referenciado como depósito de lixo a céu aberto. Em algumas ocasiões ocorre até disposição de resíduos dos serviços de saúde e das indústrias, além de criação de porcos e a existência de catadores.

Célula: Volume de material disposto em aterro sanitário durante determinado período de operação. Podem ser células diárias ou células de aterramento (aterro celular)

Cobertura: Tem como finalidade controlar o carregamento do material pelo vento; prevenir contra a entrada e/ou saída de ratos, moscas, baratas e outros vetores de doenças; além de controlar a formação de percolados durante a operação do aterro.

Camada de Resíduos: O conjunto horizontal limitado das células diárias, formadas por lixo disposto e compactado, mais a cobertura diária.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

RESUMO

Um aterro sanitário convenientemente projetado e operado pode ser uma importante fonte de energia. A maioria dos aterros em operação não faz qualquer aproveitamento do gás produzido. Em alguns poucos casos, ocorre a combustão em queimadores, sem, contudo, aproveitar a energia disponível.

A produção de resíduos sólidos urbanos pelo município de Rio Claro-SP apresenta um potencial de geração de energia de até 3,6 *MW*, utilizando-se o gás gerado no aterro.

Embora a primeira forma de aproveitamento energético do gás de aterros que se imagina, seja a geração de energia elétrica, outras formas de utilização podem ser efetuadas, como a utilização em refrigeração por sistemas de absorção.

Neste trabalho, demonstra-se que o gás a ser gerado no aterro de Rio Claro, pode ser utilizado como fonte energética em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia, com capacidade de 682 *kW*, com larga margem de disponibilidade de energia por um período de até dezesseis anos, considerando que a produção de gás de aterro não é constante ao longo da vida útil do aterro.

ABSTRACT

Sanitary landfills projected and operated appropriately can be an important energy source. The majority of landfills in operation does not make any use of the energetic potential of this gas. Some times occurs the burn in "flares", without energy recuperation.

The production of municipal wastes in the city of Rio Claro-SP shows a potential energetic generation of 3,6 *MW*, making use of the landfill's gas.

Although the most important way to exploit this energetic potential should be the electric energy generation, others ways of utilization must be made, like the absorption systems refrigeration.

This work demonstrate that the landfill's gas of the sanitary landfill of Rio Claro, might be utilized as a energy source in a absorption systems refrigeration, with the capability of 682 *kW*, with a large margin of energy availability in a period of sixteen years, forasmuch as the landfill's gas production is not constant during they serviceable life.

1. INTRODUÇÃO

Uma das conseqüências da degradação bioquímica dos resíduos depositados em aterros é a formação do gás de aterro, cuja composição básica é o gás metano e o dióxido de carbono. De uma forma ou outra esse gás acaba deixando o aterro, seja de maneira controlada ou não. Uma das conseqüências indesejáveis da descarga do gás de aterro para a atmosfera é o seu efeito sobre a camada de ozônio e sua influência no efeito estufa. Além do mais, a descarga do gás de aterro para a atmosfera provoca o aparecimento de odores e riscos de explosão no aterro.

Evidentemente, um aterro sanitário não é uma construção estanque, portanto, as possibilidades de saídas descontroladas de gás são muitas elevadas. Se cuidados especiais não forem levados em consideração já na fase de projeto do aterro, as conseqüências em relação a vazamentos do gás de aterro serão inevitáveis. Portanto, um aterro que seja projetado já com perspectiva de aproveitamento do gás gerado, apresentará características mais seguras em relação a vazamentos.

Recentemente, o cotidiano da população brasileira foi alterado em função de uma crise energética ocasionada principalmente pela estiagem dos últimos anos, resultando num rebaixamento do nível de segurança dos reservatórios das hidroelétricas, uma vez que, nosso sistema elétrico é essencialmente dependente da energia hidráulica. Observadores afirmam que tal crise foi agravada pela falta de investimentos no setor elétrico e pelo aumento do padrão de consumo da população em geral, bem como por uma retomada de crescimento do setor produtivo. Ficou bem claro, entretanto, a nossa dependência em relação às hidroelétricas, o que vem a estimular a intensificação das pesquisas sobre outras fontes energéticas.

Os sistemas de refrigeração utilizando ciclos de compressão do vapor são notadamente grandes consumidores de energia elétrica. Esse fato, combinado com as observações descritas no parágrafo anterior, dá-nos uma clara percepção das dificuldades que se apresentam para os consumidores em potencial de energia para refrigeração e frigorificação.

Inúmeros processos industriais da atualidade necessitam de energia não só para movimentar máquinas, mas também para resfriamento e refrigeração. Indústrias de plásticos, estampagens, usinagem e outras, necessitam de sistemas de resfriamento

unesp

para os moldes e cabeçotes; indústrias alimentícias necessitam de energia para refrigeração de câmaras frias e processamento de alimentos, entre outras.

Um grande número de produtos agrícolas e pecuários necessita de frigorificação no seu manuseio, seja para conservação devido às suas características de putrefação e conservação, seja pela necessidade de congelamento para exportação. Num país como o nosso, de características adequadas à agricultura, contando ainda com uma imensa área territorial, a frigorificação torna-se um item significativo na competição por mercado, bem como, na qualidade final do produto, sendo ainda um componente significativo no custo do manuseio e estocagem de tais produtos. A dificuldade concreta de se levar energia elétrica aos pontos de coleta e estocagem, bem como, a sazonalidade, peculiar à atividade agrícola, sinalizam para a pesquisa em sistemas de refrigeração menos dependentes da eletricidade.

Como os processos de conversão do gás de aterro em energia elétrica já foram exaustivamente estudados, neste estudo propõe-se uma solução alternativa, para o uso específico em processos industriais, através de um sistema de refrigeração por absorção água-amônia que utilize o gás de aterros como fonte térmica de energia.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

2. OBJETIVOS

Este estudo teve como objetivo avaliar o potencial do gás de aterro gerado (volume, concentração e PCI) para fins do seu aproveitamento energético visando sua utilização em refrigeração por sistemas de absorção.

Os objetivos específicos foram os seguintes:

- Determinar a quantidade e características de gás de aterro disponível para queima, em um aterro sanitário operado conforme as técnicas atualmente aceitáveis. A quantidade de gás de aterro disponível para a queima é uma função da quantidade e da qualidade dos resíduos dispostos, bem como, da forma como o aterro é operado.
- Efetuar uma análise fluido-térmica de um sistema de refrigeração por absorção, utilizando o gás gerado no aterro para fins de conservação e congelamento de alimentos.

unesp

3. ATERRO CONTROLADO DE RIO CLARO

3.1 HISTÓRICO E CARACTERÍSTICAS

O município de Rio Claro localiza-se no centro-leste do Estado de São Paulo, distando 172 *km* da capital São Paulo (ver mapa na figura 3.1), conta atualmente com uma população aproximada de 167.772 habitantes. Possui 98% da área urbana atendida por coleta de lixo, sendo considerado município de porte médio. A economia local é diversificada entre os setores industrial, comercial e de serviços, apresentando uma população igualmente diversificada em aspectos econômicos e culturais. A tabela 3.1 mostra algumas características do município de Rio Claro, através de dados divulgados pelo SEADE – 2000.

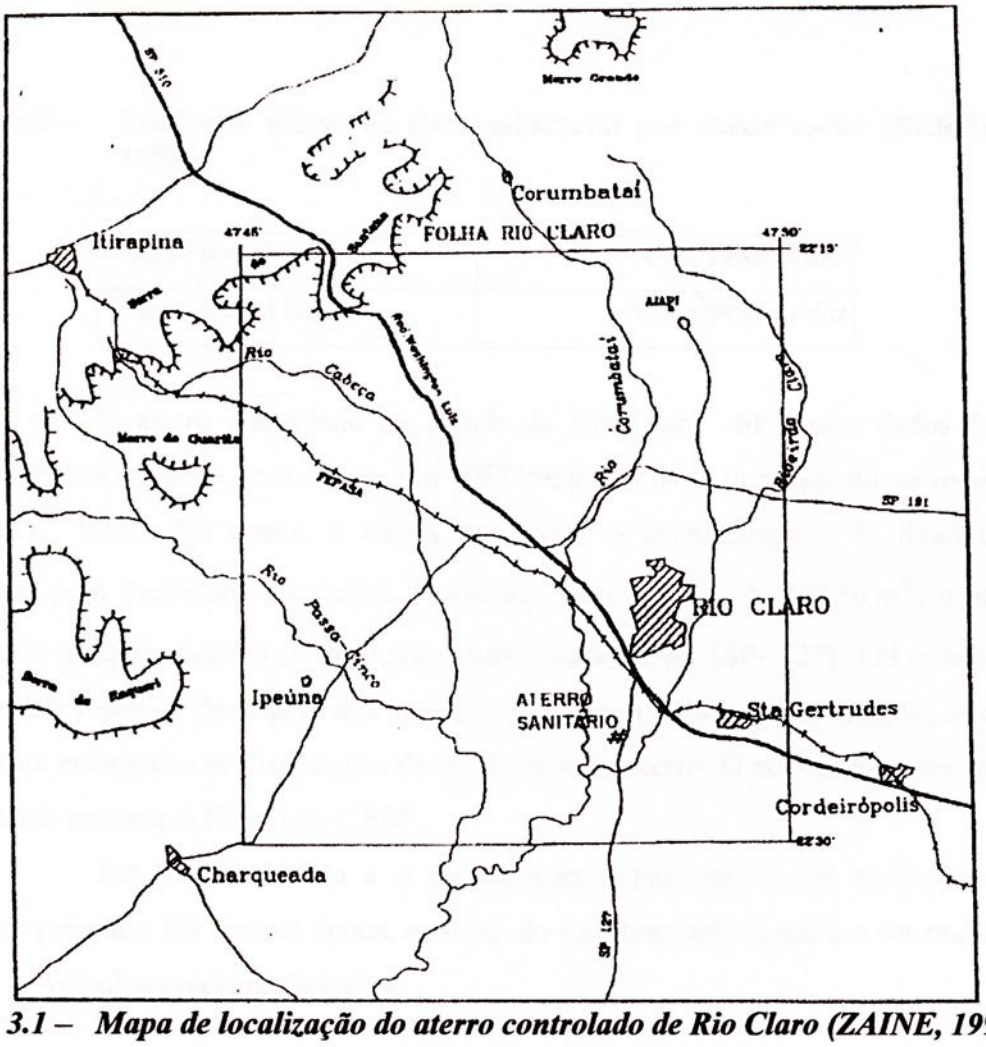


Figura 3.1 – Mapa de localização do aterro controlado de Rio Claro (ZAINE, 1994)

Tabela 3.1 – Características do município de Rio Claro (SEADE, 2000)

Área	521 km^2
Estimativa da população	167.772 habitantes
Densidade demográfica	322,02 $\frac{hab.}{km^2}$
Taxa geométrica de crescimento anual da população	2,27%
Taxa de urbanização	96,03%
Proporção da população urbana (2000)	97,17%
Proporção da população rural (2000)	2,83%
Área urbana atendida por coleta de lixo (1991)	98,06%

Em 1986, BERRIOS realizou estudos sobre o lixo urbano residencial da cidade de Rio Claro. Nas tabelas 3.2 e 3.3, apresentam-se alguns resultados dos estudos efetuados.

Tabela 3.2 – Produção diária de lixo residencial por classe social (BERRIOS, 1986)

Classe social alta	700 *g/pessoa/dia*
Classe social baixa	380 *g/pessoa/dia*

O aterro controlado da cidade de Rio Claro –SP, cujos dados foram utilizados neste trabalho, teve origem em 1982 como um lixão instalado numa voçoroca (TANDEL, 1998). Na época, a coleta do lixo e o gerenciamento do lixão eram realizados pela Prefeitura Municipal. Possuindo uma área de 44.242,16 m^2, o aterro localiza-se no quilometro 3 da Rodovia Fausto Santomauro (SP- 127). Foi concebido para receber resíduos de origem dos serviços de limpeza pública do município, estando atualmente encerradas as disposições de resíduos neste aterro. O acesso ao aterro se faz pela estrada municipal Rio Claro-CESP.

Em 1988 a coleta e o gerenciamento passaram a ser realizados por empresas privadas. Na mesma época, a coleta do lixo hospitalar passou a ser realizada através de veículos especiais fechados.

unesp

A partir de então, o lixo domiciliar coletado era coberto diariamente, sendo colocados drenos para a coleta do percolado e dos gases. De 1990, a 1992, a composição dos percolados e dos gases foi analisada sistematicamente, em intervalos mensais.

Tabela 3.3 – Composição do lixo residencial de acordo com o tipo de resíduo (porcentagem em relação ao peso) (BERRIOS, 1986)

Tipo de resíduo	média geral
Matéria orgânica (restos de comida e vegetação).	60%
Papel e papelão	15%
Tijolos, pedras e cinzas	4,5%
Plásticos e borracha	5,5%
Materiais ferrosos	3,5%
Trapos e couros	2,2%
Vidros e garrafas	2,1%
Madeira e serragem	2%

Entre outubro de 1990 a agosto de 1992 foram realizadas análises dos gases provenientes do aterro. Os resultados destas análises e a curva representativa são mostrados no apêndice A.

A partir de 1992 a coleta domiciliar esteve sob a responsabilidade de diversas empresas enquanto que o gerenciamento voltou a ser realizado pela prefeitura. Em novembro de 1994 o gerenciamento passou a ser realizado pela mesma empresa responsável pela coleta, quando foi elaborado e implantado um novo projeto com o objetivo de minimizar os impactos ambientais.

Esse aterro teve sua vida útil encerrada em 1997. Sendo assim, em caráter emergencial, passou-se a utilizar uma área contígua a leste. Posteriormente essa área foi escolhida como o local para o novo aterro do município.

Após o encerramento da disposição de lixo no aterro, este foi coberto por solo e gramado.

unesp

Desde 1991 o aterro foi convenientemente cercado e uma fiscalização constante foi implantada para impedir a descarga de lixo industrial, e balança para controle de pesagem.

Em caráter emergencial, enquanto o novo aterro passava pela etapa de aprovação, voltou-se a utilizar o antigo aterro, dando início a uma 4ª. camada de aterramento. Esta etapa, prevista para ter seu encerramento em dezembro de 2000, prolongou-se até meados de 2001, quando se iniciou a disposição do resíduo no novo aterro.

Atualmente, o gerenciamento dos aterros é executado pela Prefeitura do Município de Rio Claro, através da EMDERC – Empresa de Desenvolvimento de Rio Claro, enquanto que a coleta é efetuada por empresa privada.

O resíduo coletado é diretamente disposto no aterro, sem separação ou tratamento intermediário. Em algumas áreas da cidade estão sendo realizadas coletas seletivas, mas no aterro não há qualquer tipo de separação ou seleção. A densidade final de compactação está em torno de 600 $\frac{kg}{m^3}$.

3.2. ASPECTOS CLIMÁTICOS

O clima da região de Rio Claro, na classificação de Köppen é do tipo Cwa, ou seja, mesotérmico de inverno sêco com estação chuvosa no verão. A temperatura média do mês mais frio é inferior a 18°C e a do mês mais quente ultrapassa os 22°C. Segundo TROPPMAIR (1978) o regime de chuvas, quanto à distribuição anual, é tropical, com duas estações definidas. De abril a setembro ocorre o período sêco, caindo em 15 a 20 dias, um total de 180 a 200 *mm* de chuva. Essas chuvas estão associadas a invasões de massas polares que também provocam amplitudes térmicas médias de 12 a 14°C, ou, em casos extremos, até 18°C em 24 horas. O período úmido ocorre de outubro a março, onde cerca de 1.200 *mm* de precipitação caem em 55 a 60 dias de chuva, correspondendo a mais de 80% das precipitações anuais. Os ventos predominantes são os provenientes dos quadrantes S e SE.

No apêndice B, apresentam-se os valores acumulados de precipitação de setembro de 1992 até dezembro de 1996, coletados em um posto de observação situado a menos de um quilômetro do aterro.

unesp

4. REVISÃO DA LITERATURA

4.1. APROVEITAMENTO ENERGÉTICO DO GÁS DE ATERRO

Há muito tempo se pesquisa a potencialidade energética e a possibilidade de utilização do gás gerado em aterros sanitários. Muitos estudos já foram realizados no sentido de aproveitamento desse gás para geração de energia elétrica, quer seja através de geração de vapor em caldeiras, quer seja através de queima em turbinas a gás (SILVA et al, 1997).

A geração do gás de aterro é conseqüente da decomposição da matéria orgânica presente em elevada porcentagem, nos resíduos sólidos urbanos, sob condições anaeróbicas, que ocorre depois que os resíduos são depositados em aterros controlados.

Os aterros sanitários inevitavelmente geram gás e atualmente qualquer método novo de exploração de aterro controlado aumenta tanto a geração como a captação do gás de aterro.

A gestão do aterro deve garantir que se cumpram as seguintes condições:

- Recobrimento diário dos resíduos depositados;
- Não ocorrência de combustão espontânea;
- Não poluição das águas superficiais nem dos lençóis freáticos;
- Eliminação do gás produzido.

As condições de anaerobiose, devidas ao recobrimento diário em um aterro, contribuem para a decomposição da matéria orgânica. Esse processo começa rapidamente: a partir de quatro a seis semanas, dependendo das características do resíduo e características ambientais, como umidade e temperatura, durando entre 15 e 20 anos.

Habitualmente, a eliminação do gás de aterro ocorre pela sua descarga à atmosfera. Em alguns casos se realiza a sua combustão em queimadores instalados no próprio aterro (Flare), mas aos poucos vem surgindo casos em que se realiza uma recuperação energética através de seu uso como combustível em caldeiras, motores ou turbinas.

A evolução do processo de produção do gás de aterro, em termos quantitativos, está relacionada a:



- Composição gravimétrica do resíduo;
- Idade do aterro;
- Espessura e tipo das camadas de recobrimento;
- Densidade aparente;
- Colocação de outros tipos de resíduo no aterro;
- Metodologia de trabalho;
- Climatologia, etc.

Dessa forma, pode-se afirmar que cada aterro é um caso particular e daí resultam enormes discrepâncias entre os diversos autores quando mostram cifras de produtividade de gás de aterro.

Dos numerosos modêlos aplicados para a valorização produtora, dois se destacam:

1. O de Gallina (RIVAYA et al, 1995), que obtém boas conclusões em comparação com os resultados práticos. Esse modêlo parte das seguintes hipóteses:

a) A geração do gás de aterro tem lugar em duas fases sucessivas, produzindo-se a transição entre elas quando se obtém o máximo da produção;
   a.1) Na primeira fase supõe-se que a taxa de produção de gás (crescente) é proporcional ao gás que já foi gerado;
   a.2) Na segunda fase, supõe-se que a taxa de produção de gás gerado (decrescente) é proporcional ao gás que falta gerar;
b) O máximo de produção tem lugar quando o volume do gás gerado é igual ao que falta gerar.

2. O modelo triangular descrito por TCHOBANOGLOUS, 1996, que parte das seguintes hipóteses:

a) A taxa de produção de gás apresenta um aspecto triangular, onde a taxa mais alta da produção de gás ocorre no primeiro e no quinto ano, respectivamente para resíduos rapidamente degradáveis e lentamente degradáveis.
b) O tempo esperado de produção de gás para os resíduos rapidamente degradáveis é de cinco anos.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

c) O tempo esperado de produção de gás para os resíduos lentamente degradáveis é de quinze anos.

Um aterro convenientemente projetado e operado apresenta condições favoráveis de uma maior geração de gás, bem como, uma maior facilidade de captação. A quantidade e velocidade de produção desse gás dependem, de forma global, da idade, procedimentos de aceleração do processo de biodegradação e do tipo do sistema de coleta do mesmo, bem como, da disponibilidade de matéria orgânica no aterro (HAMADA et al, 1994), (BOWEMAN et al, 1977), (LAQUIDARA et al, 1986), (GOMES et al, 1984).

O gás gerado se resume basicamente em CH_4, CO_2 e H_2S, este último, responsável pela poluição do ar perceptível pelo seu odor. O gás metano gerado é um excelente combustível, com uma queima limpa e alto Poder Calorífico.

Em relação ao tempo, pode-se dividir a produção de gás de aterro em cinco fases (WEEKS et al, 1996):

1ª. fase: Decomposição aeróbica dos materiais biodegradáveis. O oxigênio atmosférico é convertido em CO_2;

2ª. fase: A decomposição anaeróbica se inicia à medida que o oxigênio é consumido. Aumenta a concentração de CO_2 e se produz algo de H_2. Não se produz CH_4 durante essa etapa;

3ª. fase: Inicia-se a produção anaeróbica de CH_4 até alcançar um máximo. A concentração de CO_2 diminui. Cessa a produção de H_2.

4ª. fase: Geração constante de CH_4 e CO_2 em proporções de 30 a 70% e 30 a 50% respectivamente;

5ª. fase: Diminuição constante da geração de CH_4 e CO_2. Regresso gradual às condições aeróbicas.

O gás de aterros é composto de vários gases que estão presentes em grandes quantidades (gases principais) e de vários gases que estão presentes em pequenas quantidades (oligogases). Os gases principais procedem da decomposição da fração orgânica dos R.S.U., incluindo-se: amônia (NH_3), dióxido de carbono (CO_2), hidrogênio (H_2), ácido sulfídrico (H_2S), metano (CH_4), nitrogênio (N_2) e oxigênio (O_2).

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Alguns dos oligogases, embora presentes em pequenas quantidades, podem ser tóxicos e podem representar riscos para a saúde pública.

Devido a sua composição, o gás de aterro possui algumas características que criam riscos potenciais na região do aterro (FOUTHY, 1993). O gás de aterro é essencialmente uma mistura de metano e dióxido de carbono. O metano tem uma densidade menor que a do ar, assim a migração do gás é induzida não só pela diferença de densidades, como também pela difusão proporcionada pelos gradientes de concentração e diferenças de pressão.

O metano é um gás incolor e inodoro, tende a ascender, e a menos que seja captado, escapa preferencialmente através da cobertura do aterro, em regiões onde a última camada seja suficientemente permeável. Também se produzem migrações laterais através de solos adjacentes; esses movimentos laterais do gás de aterro são maiores, tanto quanto mais permeável seja o solo em torno do aterro. O gás de aterro é capaz de migrar até distâncias de 1 *km*, e pode ser retido por trincheiras ou revestimentos dispostos para ventilar ou promover sua coleta (HELD, 1995).

De forma geral, é estimado que uma tonelada de R.S.U. tem capacidade para gerar gás de aterro com poder calorífico equivalente a 0,5 litros de óleo combustível (HELD, 1995).

Alguns obstáculos podem comprometer a real capacidade de aproveitamento do poder energético dos resíduos sólidos urbanos:

1) Somente uma pequena porcentagem dos resíduos domésticos possui coleta ordenada;
2) Existem poucos aterros com produção ativa de gás de aterro;
3) A produção dos gases está relacionada principalmente aos seguintes aspectos:
    a. Quantidade de componentes orgânicos presentes (resíduos de cozinha, 40 a 50%; papel, 21%);
    b. Águas pluviais infiltradas e umidade dos resíduos.

Tais elementos conduzem à formação de um gigantesco bioreator no aterro de R.S.U.

O processo de fermentação que ocorre no interior do aterro de R.S.U. apresenta duas fases distintas:

unesp

1) Fase aeróbia: não tem importância significativa na produção do metano (nesta fase são obtidas grandes porcentagens de dióxido de carbono e água);
2) Fase anaeróbia: é a fase onde ocorre a produção de gás.

A água representa um papel muito importante, pois é fundamental no processo químico da fermentação anaeróbia e na produção do gás de aterro, servindo ainda de meio de transporte para os produtos transformados no aterro; facilita a mistura entre alguns componentes solúveis e participa na transformação dos componentes orgânicos em metano e dióxido de carbono na fase anaeróbia.

As fases da produção anaeróbia se distinguem em:

1) Hidrólise: os componentes orgânicos se transformam em ácidos, açucares e glicerina;
2) Produção de ácidos: através da desintegração dos componentes da primeira fase; produção de CO_2 e H_2;
3) Produção de metano.

As condições ideais de vida para as bactérias metanogênicas na massa de resíduos são da ordem de 40 a 50% de água e temperatura de 35°C.

A concentração de metano depende basicamente da proporção orgânica do resíduo depositado, do conteúdo de água e da temperatura do aterro.

Os fatores que influenciam a produção de gás de aterro em relação ao teórico são listados a seguir:

1) Zonas secas motivadas pela ausência de lixiviados
2) Inibição do processo metabolizador por matérias tóxicas
3) Caminhos preferenciais do lixiviado

De modo geral, segundo HELD (1995), o aproveitamento dos gases produzidos é da ordem de 50 a 80%, considerando-se poços de coleta de gás com raio de captação de 25 metros.

unesp

Alguns valores reais conhecidos mostram uma taxa de aproveitamento de gás de aterro da ordem de 150 a 180 Nm^3/t de R.S.U. (HELD, 1995)

A captação do gás de aterro pode ser conduzida de duas formas:

1) **Passiva**, onde nenhum artifício externo é utilizado para provocar a retirada dos gases;
2) **Ativa**: utilizando coletores horizontais ou verticais

Horizontais: tubos perfurados com determinada inclinação para evitar interrupções no fluxo de gás causadas por lixiviado. Também não devem ter ramificações ou curvas.

Verticais: vão sendo implantados conforme o aumento das camadas do aterro. Vantagem: inicia o trabalho de desgaseificação desde o início de operação do aterro.

Utilizam-se turboaspiradores numa central de extração. Cada linha deve possuir regulagem de vazão de forma a minimizar a entrada de ar atmosférico

O gás coletado é conduzido aos separadores de condensado. O gás de aterro apresenta entre 10 a 25 g de água por Nm^3 que deve ser separado antes de sua utilização.

Preferencialmente deve-se incluir uma estação analisadora e um ramal retardador o qual promove tempo hábil para que a extração seja interrompida assim que se detecte mistura explosiva, impedindo que esta chegue até os turboaspiradores ou edifício de máquinas.

4.1.1. FORMAS DE UTILIZAÇÃO E CONVERSÃO DA ENERGIA DISPONÍVEL NO GÁS DE ATERRO

A energia contida no gás de aterro pode ser aproveitada de várias formas, cada qual com suas características próprias de rendimento, adequação à quantidade disponível, qualidade do gás de aterro, entre outras (HELD, 1995).

Dentre elas, as mais importantes são:

1) Utilização direta em Motores de combustão: é o procedimento mais simples. O gás de aterro é conduzido diretamente para combustão em motor convencional de combustão, adaptado para o combustível gasoso. As principais características dessa forma de aproveitamento são:

- Cerca de 30 a 37% de aproveitamento energético transformado em energia elétrica (ou outra forma motriz);
- Pode-se aproveitar 37% como energia térmica na caldeira de recuperação para geração de vapor.
- Somente em alguns casos se torna necessário o tratamento prévio do gás. Para prevenir corrosões, o conteúdo de cloro deve ser inferior a 50 mg/Nm^3 e de flúor, inferior a 25 mg/Nm^3. A concentração de H_2S deve ser inferior a 500 mg/Nm^3;
- Deve-se trabalhar com mistura pobre (excesso de ar) para manter baixas as concentrações de NO_X, CO e hidrocarbonetos incombustíveis nos gases de saída. Técnicas modernas têm sido aplicadas no controle da mistura.

2) Utilização em turbinas a gás

- Apresenta grande vida útil da turbina, desde que exista um cuidado especial quanto ao resfriamento. Por isso, deve-se trabalhar com excesso de ar, o que conduz a um reduzido rendimento mecânico;
- A energia térmica restante pode ser aproveitada na geração de vapor em caldeira de recuperação;
- A temperatura da câmara de combustão é da ordem de 630 a 730 *K*, sendo necessária uma pré-lavagem dos gases.

3) Aproveitamento em turbinas a vapor

- A combustão é realizada a altas temperaturas, sem produção de substâncias nocivas não necessitando, portanto, de pré-tratamento.
- A caldeira produz vapor a 4000 *kPa* / 177 *K*;
- A expansão do vapor em turbina aciona um alternador, produzindo energia elétrica;
- O vapor de baixa pressão à saída da turbina ainda pode ser aproveitado em aquecimento para outros consumidores;
- Outra possibilidade de aproveitamento do vapor pode ser o tratamento de lixiviado por evaporação ácida;
- Este sistema exige pouca manutenção;
- Boa aceitabilidade quanto a variações de qualidade do gás.

4) Planta combinada gás-vapor

- O rendimento elétrico chega a ser de até 45%;
- O gás de aterro com excesso de ar, queima em uma câmara de combustão a alta temperatura integrada ou separada da turbina a gás;
- Usa-se o gás do escape para geração de vapor a 6000 *kPa* e 177 *K* em caldeira de recuperação;
- O vapor gerado se expande em outra turbina, acionando um alternador. Nesta etapa o rendimento é de 30 a 35%.
- As grandes vantagens desse sistema são:
  - Combustão a alta temperatura
  - Bom rendimento
  - A maior desvantagem vem a ser o custo elevado.

4.1.2. PREPARAÇÃO DOS GASES

O gás de aterro, tal como ele é gerado, como foi mencionado anteriormente, não pode ser utilizado diretamente, na maioria dos casos. Há necessidade de operações que visem torná-lo mais adequado ao consumo. Em geral, o objetivo é fornecer um produto com características semelhantes ao gás natural, contendo

unesp

aproximadamente 90% de metano e, sem a presença de H_2S e outros hidrocarbonetos (HELD, 1995).

Vários são os processos que podem ser utilizados para as operações de purificação do gás de aterro:

a. **Adsorção**: carvão ou filtro molecular
b. **Lavagem química**
c. **Lavagem física**
d. **Permeação de gases** (ver apêndice D)

4.1.3. COMPARAÇÃO DOS CONCEITOS DE APROVEITAMENTO

Qual a melhor forma de aproveitamento? Observou-se anteriormente que cada forma de utilização apresenta suas vantagens, desvantagens e características próprias de rendimento, quer seja para aplicação em geração de energia elétrica, seja para aproveitamento direto da energia mecânica ou outra forma de aplicação.

Fatores externos podem também contribuir na escolha sobre o tipo de aproveitamento, como a infraestrutura existente e a distância em que se encontram os consumidores. Um processo de elevado rendimento como a planta gás-vapor apresenta custo elevado de investimento para aterros convencionais. Alguns países como Alemanha e Espanha, por exemplo, oferecem bônus pelo fornecimento de energia elétrica à rede (HELD,1995).

Em pequenos aterros foi verificado ser vantajoso o sistema de permeação por módulos de fibras ocas aliado a motores de combustão a gás.

Os sistemas de turbinas a vapor não necessitam de pré-tratamento do gás.

Assim, não existe uma regra geral sobre a forma de aproveitamento do gás disponível em aterros. Somente uma análise profunda, levando em conta todos os fatores acima, pode conduzir à melhor alternativa de aproveitamento energético a custos compatíveis em relação ao fim a que se destina.

4.1.4. COMBUSTÃO – CONCEITOS FUNDAMENTAIS

A reação de combustão se baseia na reação química exotérmica de uma substancia (ou mistura de substancias), denominada combustível, com o oxigênio. Uma



característica da reação de combustão é a formação de uma chama, que é a massa gasosa incandescente que emite luz e calor e que está em contato com a substancia combustível.

A combustão pode ocorrer diretamente com oxigênio ou com uma mistura que contenha oxigênio. Esta mistura se denomina comburente. O comburente mais comum é o ar.

A reação do combustível com o oxigênio produz substancias gasosas que se denominam comumente "produtos da combustão". Os principais produtos são CO_2 e H_2O. Na combustão com ar a baixas temperaturas, o N_2 passa quase integralmente aos produtos da combustão.

A seguir definem-se alguns conceitos fundamentais da combustão:

- *Combustão completa*: as substâncias combustíveis se queimam até o mais alto grau possível de oxidação, ou seja, não haverá substancias combustíveis nos produtos da combustão;
- *Combustão incompleta*: ocorre o contrário; os produtos da combustão apresentam substâncias combustíveis. São chamadas de "não queimados";
- *Combustão estequiométrica ou teórica*: é a combustão que ocorre com a quantidade mínima de ar para que não se produzam "não queimados";
- *Combustão com excesso de ar*: é a combustão que ocorre com uma quantidade de ar superior ao mínimo necessário. Quando se utiliza excesso de ar, os produtos da combustão tendem a apresentar uma certa quantidade de "não queimados", bem como a presença de O_2.
- *Combustão com falta de ar*: é a combustão que ocorre com uma quantidade de ar inferior à mínima necessária. Neste caso os produtos da combustão também tendem a apresentar "não queimados".

4.2. REFRIGERAÇÃO

Refrigeração é a retirada de calor, produzindo em uma substância ou um meio, uma temperatura menor que aquela da sua vizinhança. Assim, qualquer método

unesp

disponível para o rebaixamento da temperatura, no intervalo da temperatura ambiente até o zero absoluto envolve processos de refrigeração (THRELKELD, 1970).

A refrigeração pode ser produzida por diversos meios, incluindo:

1. meios termoelétricos;
2. sistemas de compressão de vapor;
3. sistemas de compressão de gás, envolvendo expansão do gás comprimido para produzir trabalho;
4. sistemas de compressão de gás, envolvendo estrangulamento ou livre expansão do gás comprimido.

O método (2) é o mais usado entre os sistemas de refrigeração, com a compressão obtida mecanicamente ou através de métodos de absorção. O método (3) possui aplicação comercial na refrigeração de ar de aeronaves. Tanto os métodos (3) quanto o (4) encontram aplicações na liquefação de vários gases.

Sistemas de compressão mecânica usando vapores refrigerantes predominam entre os métodos de refrigeração. O resfriamento é proporcionado pela evaporação de um líquido refrigerante sob pressão e temperatura reduzidas. A temperatura de saturação do vapor é então elevada através de compressão mecânica, enquanto que o vapor é condensado através da rejeição de calor em sistemas de resfriamento de água ou ar atmosférico. O líquido relativamente a alta pressão é então expandido no trocador de calor onde ocorre a evaporação. O processo de expansão é normalmente realizado através do estrangulamento proporcionado por uma válvula. O ciclo de refrigeração mecânica é um ciclo termodinâmico fechado.

O coeficiente de desempenho (C.O.P.) expressa a eficiência de um sistema de refrigeração. É um adimensional definido pela expressão:

$$C.O.P. = \frac{efeito\ refrigerante}{energia\ líquida\ fornecida\ de\ fontes\ externas}$$

Para um sistema de compressão mecânica, o trabalho deve ser fornecido por uma fonte externa, então:

unesp

$$C.O.P. = \frac{Q}{W} \tag{4.1}$$

A eficiência de refrigeração, η_R expressa a relação do ciclo ou sistema, com o ciclo ideal de refrigeração. O ciclo de Carnot é um ciclo reversível ideal. Por definição:

$$\eta_R = \frac{C.O.P.}{(C.O.P.)_{Rev}} \tag{4.2}$$

4.2.1. O CICLO REVERSÍVEL DE CARNOT

Sendo um ciclo completamente reversível, o ciclo de Carnot é um exemplo de um ciclo refrigerante perfeito (THRELKELD, 1970). Dois conceitos importantes envolvem os ciclos reversíveis:

1. Nenhum ciclo de refrigeração pode apresentar um coeficiente de desempenho maior do que aquele do ciclo reversível que seja operado entre as mesmas temperaturas de fornecimento e recebimento;
2. Todos os ciclos reversíveis operando entre as mesmas temperaturas devem apresentar o mesmo coeficiente de desempenho.

A figura 4.1 mostra o processo de Carnot em coordenadas de temperatura e entropia. Calor é retirado à temperatura constante T_2 da região a ser refrigerada. Calor é rejeitado à temperatura constante T_1. O ciclo é completado por uma expansão isoentrópica e uma compressão isoentrópica. A transferência de energia é dada por:

$$Q_1 = T_1 \cdot (s_d - s_a) \tag{4.3}$$

$$Q_2 = T_2 \cdot (s_d - s_a) \tag{4.4}$$

unesp

$$W = Q_1 - Q_2 \tag{4.5}$$

Assim,

$$C.O.P. = \frac{T_2}{(T_1 - T_2)} \tag{4.6}$$

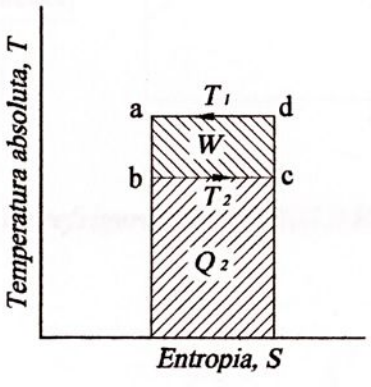


Figura 4.1 – Processos do ciclo de refrigeração de Carnot (THRELKELD, 1970)

4.2.2. CICLO TEÓRICO DE SIMPLES ESTÁGIO

Tomando-se como referência a figura 4.2 onde se apresenta um ciclo básico de refrigeração, assim como os diagramas Temperatura versus Entropia e Pressão versus Entalpia, pode-se representar o C.O.P. como:

$$C.O.P. = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} \tag{4.7}$$

Comparando-se um ciclo teórico de simples estágio ao ciclo ideal de Carnot, por superposição do diagrama temperatura versus entropia, conforme mostrado na figura 4.3, pode-se tirar as seguintes conclusões (THRELKELD, 1970):

- A área A_1 representa o trabalho adicional requerido pelo ciclo de simples estágio devido ao superaquecimento.

- A área A_2 representa o trabalho adicional requerido pelo ciclo de simples estágio devido ao trabalho não recuperado no processo de expansão.
- A área A_3, finalmente, representa a perda de efeito resfriador causado pela restrição quando comparado à expansão isoentrópica do ciclo de Carnot.

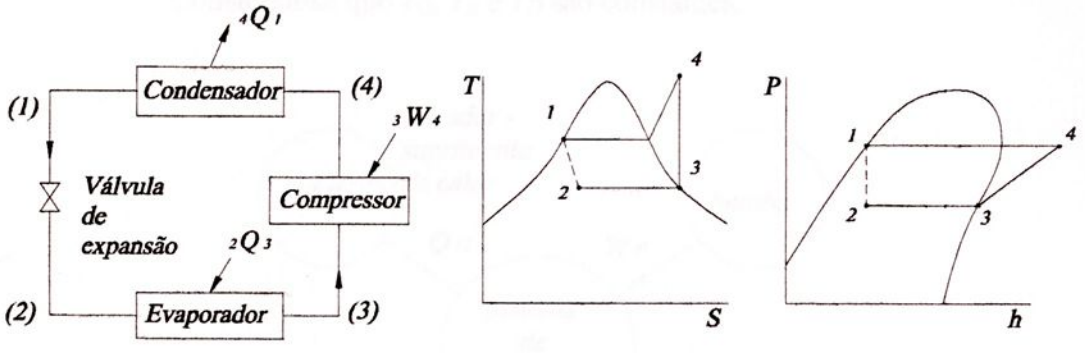


Figura 4.2 – Ciclo básico de refrigeração (THRELKELD, 1970)

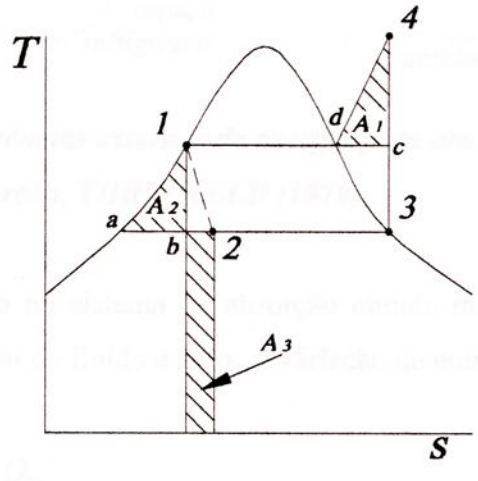


Figura 4.3 - Comparação entre o ciclo teórico de simples estágio e o ciclo de Carnot (THRELKELD, 1970)

Na figura 4.4 distinguem-se os pontos onde o sistema de refrigeração por absorção recebe ou rejeita calor e trabalho, quais sejam:

Pode-se combinar Q_A e Q_C como sendo:

$$Q_O = Q_A + Q_C \tag{4.8}$$

Pela primeira lei da termodinâmica tem-se:

$$Q_O = Q_G + Q_E + W_P \tag{4.9}$$

Considera-se que T_G, T_E e T_O são constantes.

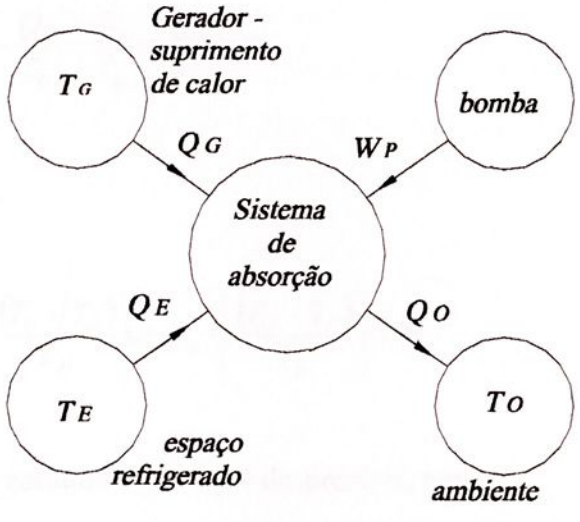


Figura 4.4 – Transferências externas de energia para um sistema de refrigeração por absorção, THRELKELD (1970).

O fluido no sistema de absorção circula num ciclo fechado. Então, a variação de entropia total do fluido é zero. A variação de entropia no gerador é:

$$\Delta s_G = \frac{-Q_G}{T_G}, \tag{4.10}$$

do meio refrigerado é:

$$\Delta s_E = \frac{-Q_E}{T_E} \tag{4.11}$$

e do ambiente é:

$$\Delta s_O = \frac{Q_O}{T_O} \tag{4.12}$$

Pela Segunda lei da termodinâmica tem-se:

$$\Delta s = \Delta s_G + \Delta s_E + \Delta s_O \geq 0 \tag{4.13}$$

$$\Delta s = -\frac{Q_G}{T_G} - \frac{Q_E}{T_E} + \frac{Q_O}{T_O} \geq 0 \tag{4.14}$$

Então:

$$Q_G \cdot \left[\frac{(T_G - T_O)}{T_G}\right] \geq Q_E \cdot \left[\frac{(T_O - T_E)}{T_E}\right] - W_P \tag{4.15}$$

Se for assumido que *Wp* é desprezível, tem-se:

$$C.O.P. = \frac{Q_E}{Q_G} \leq \frac{T_E \cdot (T_G - T_O)}{T_G \cdot (T_O - T_E)} \tag{4.16}$$

E para um sistema completamente reversível:

$$C.O.P._{max} = \frac{T_E \cdot (T_G - T_O)}{T_G \cdot (T_O - T_E)} \tag{4.17}$$

A equação 4.17 mostra um resultado interessante: o máximo coeficiente de desempenho atingível por um sistema de absorção é igual ao coeficiente de desempenho de um ciclo refrigerante de Carnot trabalhando entre as temperaturas T_E e T_O multiplicado pela eficiência de uma máquina de Carnot trabalhando entre as temperaturas T_G e T_O. Mostra também que, para uma dada temperatura do ambiente T_O, o *C.O.P.* aumenta com o aumento da temperatura do gerador e com o aumento da

unesp

temperatura da região refrigerada T_E. Na prática, entretanto, o *C.O.P.* é muito menor do que o dado pela equação citada.

Uma vez que o refrigerante, a água, é volátil, o vapor da amônia que deixa o gerador conterá uma grande quantidade de água. Deve, portanto, serem previstos meios para aumentar a concentração de amônia no vapor que deixa o gerador. Colunas retificadoras e trocadores de calor secundários são adicionados ao sistema para uso industrial. A figura 4.5 apresenta um sistema de absorção água-amônia onde é acrescentado o retificador, logo à saída do gerador, com a finalidade de enriquecer o vapor gerado. Outras alterações são executadas, como a adição de um trocador de calor na saída do condensador principal. O vapor deixando o gerador pode conter de 5 a 10 por cento de vapor de água. Com a incorporação do retificador, a concentração do vapor que entra no condensador pode ser considerada igual à unidade.

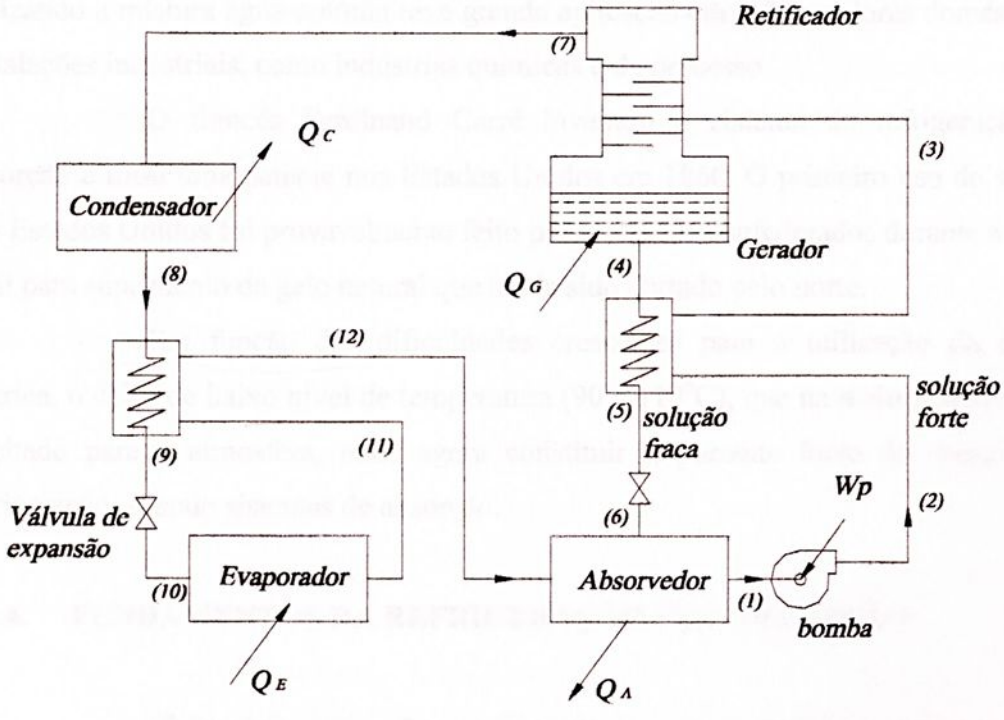


Figura 4.5 – Sistema industrializado de refrigeração por absorção água-amônia (THRELKELD, 1970).

4.2.3. REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO – CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A refrigeração por sistemas mecânicos de compressão de vapor pode ser um método eficiente. Entretanto, o fornecimento de energia se faz através de uma transmissão mecânica de trabalho – motor elétrico, uma energia de alto valor e, conseqüentemente, dispendiosa. A quantidade relativamente alta de trabalho é requerida porque, em compressão, o vapor sofre uma grande alteração no volume específico (STOECKER, 1985).

Se alguma forma de aumentar a pressão do refrigerante sem alterar apreciavelmente seu volume estiver disponível, a quantidade de trabalho necessário deve ser reduzida.

O sistema de refrigeração por absorção é conhecido desde muito tempo. Sua utilização se faz desde o século XIX, bem antes do sistema de compressão de vapor que hoje é o mais utilizado. De qualquer forma, o sistema de refrigeração por absorção, utilizando a mistura água-amônia teve grande aplicação em refrigeradores domésticos e instalações industriais, como indústrias químicas e de processo.

O francês Ferdinand Carré inventou o sistema de refrigeração por absorção e tirou uma patente nos Estados Unidos em 1860. O primeiro uso do sistema nos Estados Unidos foi provavelmente feito pelos estados confederados durante a guerra civil para suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelo norte.

Em função das dificuldades crescentes para a utilização da energia elétrica, o calor de baixo nível de temperatura (90 a 110°C), que na maioria dos casos é rejeitado para a atmosfera, pode agora constituir importante fonte de energia para refrigeração, usando sistemas de absorção.

4.2.4. FUNDAMENTOS DA REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Ciclos de refrigeração por absorção são ciclos operados a calor nos quais um fluido secundário, o absorvente, absorve o fluido primário, gás refrigerante, que foi vaporizado no evaporador.

No ciclo básico de absorção, o vapor de refrigerante à baixa temperatura é convertido para a fase líquida (solução), enquanto permanece à baixa pressão. A conversão é possibilitada pelo vapor sendo absorvido pelo fluido secundário, o absorvente. A absorção acontece devido à tendência de mistura de substâncias

miscíveis, e, geralmente, por causa da afinidade entre as moléculas do absorvente e do refrigerante. A energia térmica liberada no processo de absorção deve ser eliminada. Essa energia é proveniente do calor de condensação, calor sensível, e, normalmente, calor da diluição (ASHRAE, 1985).

A solução refrigerante-absorvente é pressurizada através de uma bomba de solução e é conduzida, através de um trocador de calor, para o gerador, onde refrigerante e absorvente são separados, ou seja, regenerados, por um processo de destilação. Um arranjo simples é adequado para a separação quando o material absorvente puro é não-volátil, como no sistema água-brometo de lítio. Entretanto, equipamentos de destilação fracionada são necessários quando o material absorvente puro é volátil, como no caso do sistema água-amônia. Refrigerantes que não são essencialmente livres de absorventes atrapalham a vaporização no evaporador. O absorvente regenerado normalmente contém uma quantidade substancial de refrigerante. Se o material absorvente tende a se solidificar, como no sistema água-brometo de lítio, suficiente quantidade de refrigerante deve estar presente para manter o material absorvente puro num estado de dissolvição o tempo todo. Certas considerações práticas, particularmente, evitar temperaturas excessivas no gerador, são desejáveis para manter uma quantidade moderada de refrigerante no absorvente regenerado. Na figura 4.6 apresenta-se o diagrama básico de um ciclo que utiliza o sistema água-brometo de lítio, enquanto que a figura 4.7 apresenta um diagrama pressão-temperatura para o mesmo ciclo. O caminho do fluxo desse sistema é o seguinte:

- 1-2: A solução concentrada aquecida (1), em equilíbrio com a pressão de condensação, deixa o gerador; esta solução é resfriada no trocador de calor pela solução que está sendo enviada ao gerador e encaminha-se ao absorvedor (2).
- 2-4: A solução concentrada fria (2) absorve o refrigerante à baixa pressão (8 e 9) no absorvedor em equilíbrio com a pressão do evaporador.
- 4-5: A solução (4) é bombeada ao gerador através do trocador de calor, onde é aquecida (5) pela solução proveniente do próprio gerador.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

- 5-1: A solução diluída aquecida (5) entra no gerador, onde é adicionada ao refrigerante destilado (6). Solução concentrada aquecida (1) deixa o gerador.
- 6-7: O vapor de refrigerante à alta pressão aquecido (6) se condensa (7).
- 7-8: O refrigerante líquido aquecido é expandido no evaporador, onde é evaporado à baixa temperatura e pressão, com o calor proveniente do meio a refrigerar. Vapor de refrigerante frio e à baixa pressão (8) é absorvido pela solução no absorvedor (3).

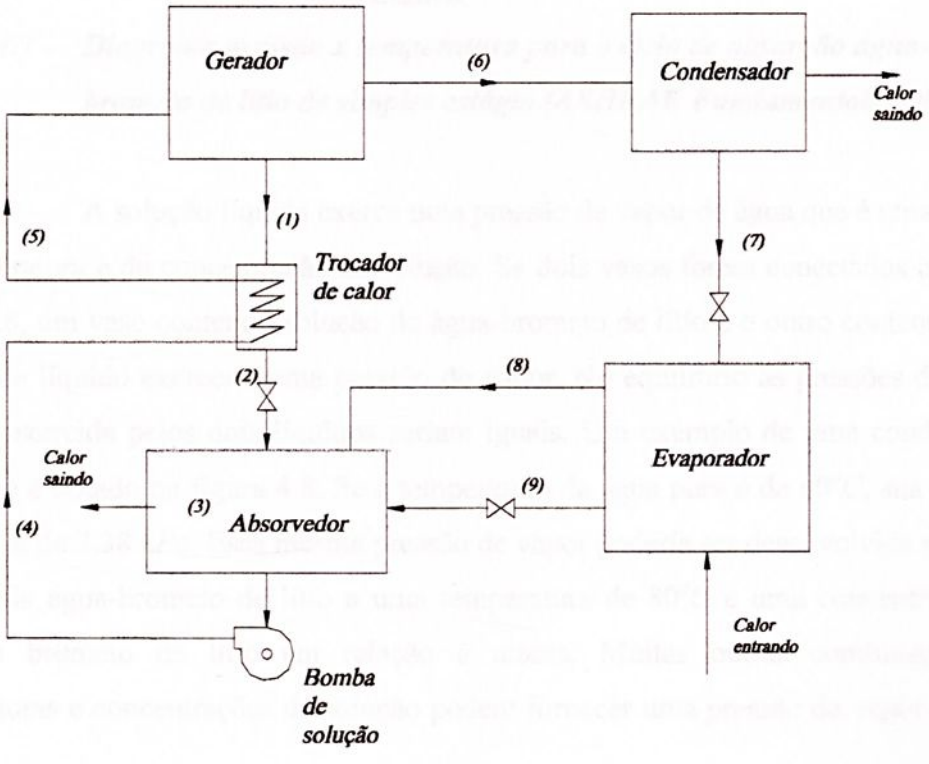


Figura 4.6 – Ciclo de refrigeração por absorção água-brometo de lítio (ASHRAE Fundamentals 1985)

Para melhor entender o ciclo de absorção, será utilizado como exemplo a solução água-brometo de lítio (THRELKELD, 1985). O brometo de lítio é um sal sólido cristalino; na presença de vapor de água ele absorve o vapor e torna-se uma solução líquida.

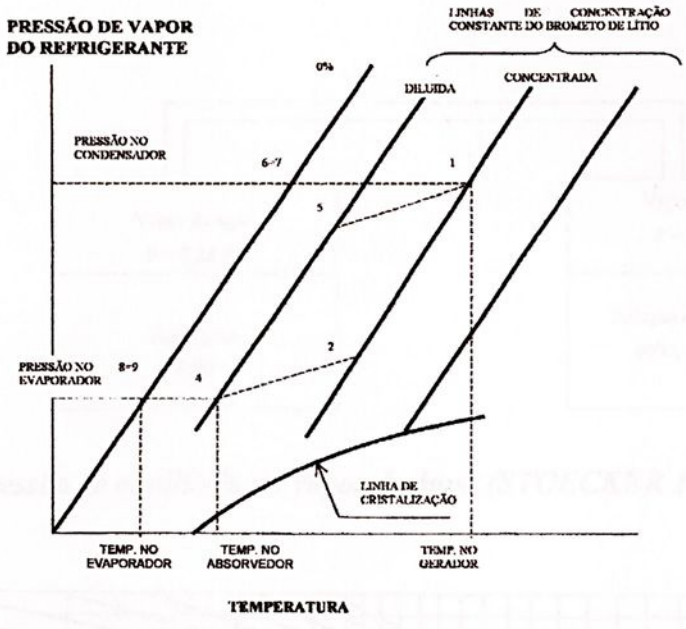


Figura 4.7 – Diagrama pressão x temperatura para o ciclo de absorção água-brometo de lítio de simples estágio (ASHRAE Fundamentals 1985)

A solução líquida exerce uma pressão de vapor de água que é uma função da temperatura e da concentração da solução. Se dois vasos forem conectados como na figura 4.8, um vaso contendo solução de água-brometo de lítio e o outro contendo água pura, cada líquido exerceria uma pressão de vapor. No equilíbrio as pressões de vapor de água exercida pelos dois líquidos seriam iguais. Um exemplo de uma condição de equilíbrio é notado na figura 4.8. Se a temperatura da água pura é de 40^oC, sua pressão de vapor é de 7,38 *kPa*. Essa mesma pressão de vapor poderia ser desenvolvida por uma solução de água-brometo de lítio a uma temperatura de 80^oC e uma concentração de 59% de brometo de lítio em relação à massa. Muitas outras combinações de temperaturas e concentrações de solução podem fornecer uma pressão de vapor de 7,38 *kPa*.

A figura 4.9 apresenta um diagrama temperatura-pressão-concentração para soluções de água-brometo de lítio. A concentração é a abscissa do gráfico, enquanto que a pressão de vapor de água encontra-se na ordenada. A temperatura de saturação da água pura correspondente a essa pressão é mostrada na ordenada ao lado esquerdo do gráfico. A carta aplica-se a condições saturadas onde a solução está em equilíbrio com o vapor de água, como no vaso do lado direito da figura 4.8.

Analisando o diagrama, facilmente se identificam as condições escolhidas no exemplo da figura 4.8.

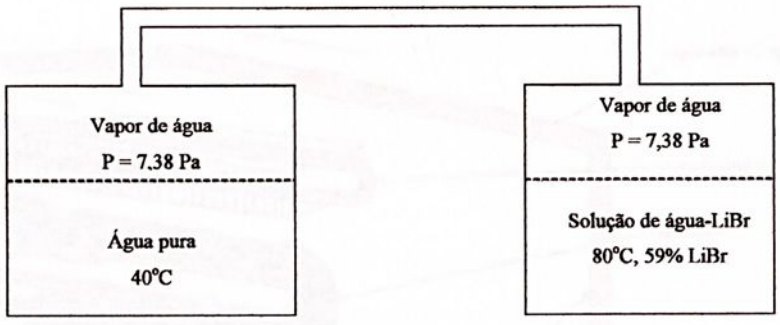


Figura 4.8 – Pressão de equilíbrio do vapor de água (STOECKER 1985)

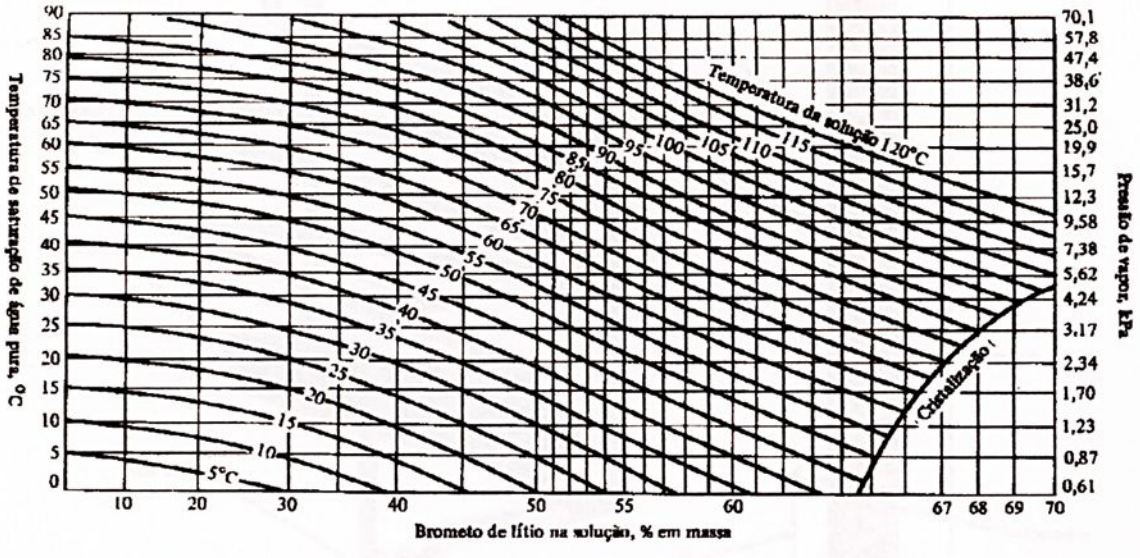


Figura 4.9 - Diagrama temperatura-pressão-concentração de soluções água-brometo de lítio (STOECKER 1985)

Na figura 4.10 apresenta-se um sistema de absorção em ciclo contínuo que não utiliza bomba de solução. O sistema consiste de quatro partes principais: queimador, evaporador, condensador e absorvedor.

A unidade é carregada com uma mistura de amônia, água e hidrogênio, em pressão suficiente para condensar a amônia à temperatura ambiente. Quando o calor é fornecido ao sistema, vapor de amônia é produzido e sobe transportam a solução de amônia fraca através da bomba sifão (C). Essa solução passa para o tubo (D) enquanto que o vapor de amônia passa pelo tubo (E) e pelo separador de água. Neste ponto, todo o vapor d'água é condensado e retorna ao sistema de ebulição, deixando o vapor sêco de amônia passar pelo condensador.

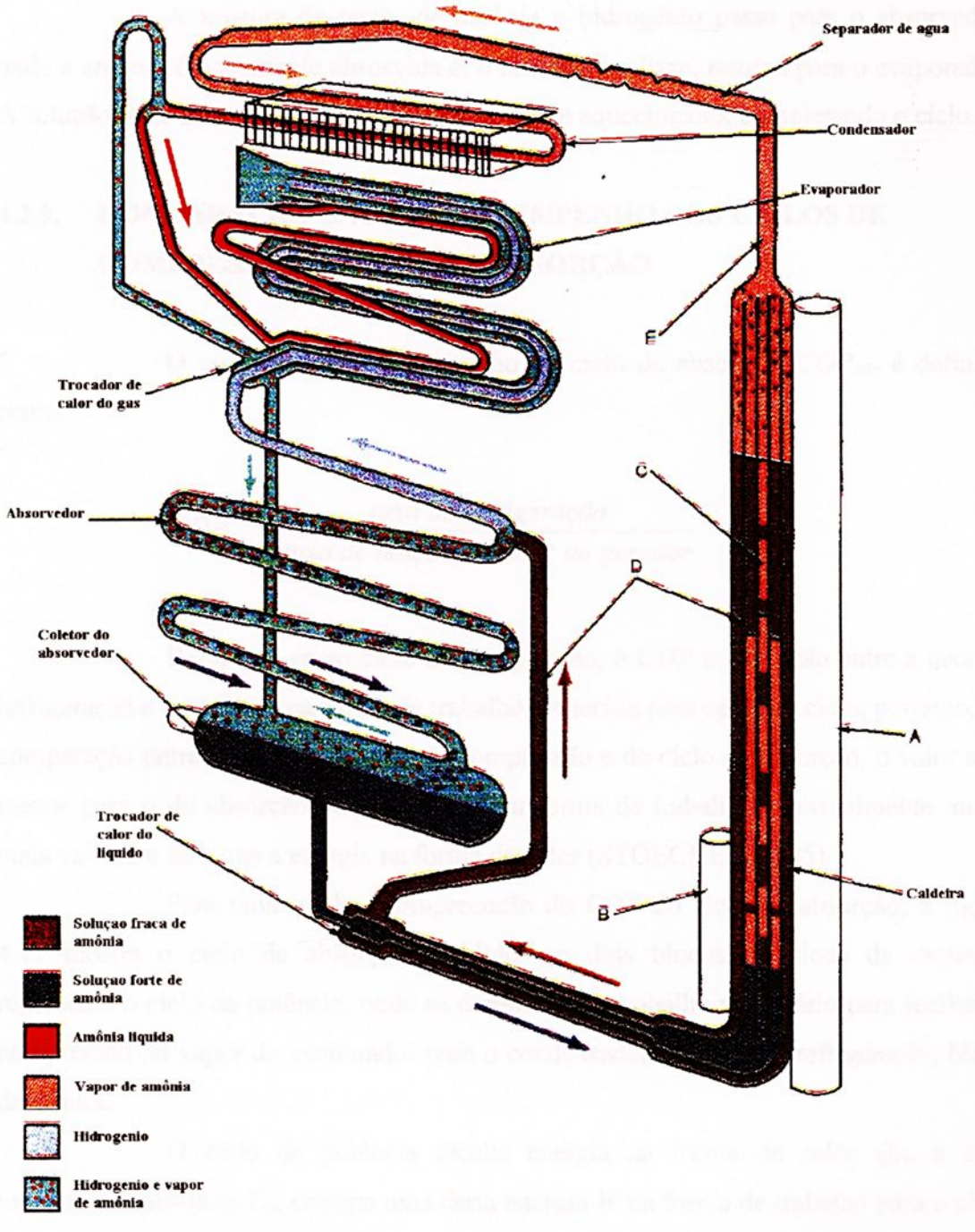


Figura 4.10 – Sistema de absorção em ciclo contínuo (ALTHOUSE, A. D. et al, 1996).

Através de circulação de ar, o calor do vapor de amônia é removido no condensador, permitindo a condensação da amônia, que flui para o evaporador. O hidrogênio, no evaporador, reduz a pressão do vapor da amônia, favorecendo a

evaporação da amônia líquida. O calor é retirado do evaporador e, em conseqüência, do meio onde ele se encontra, produzindo então o efeito da refrigeração.

A mistura de vapor de amônia e hidrogênio passa para o absorvedor, onde a amônia é novamente absorvida e, o hidrogênio, livre, retorna para o evaporador. A solução forte de amônia passa para o sistema de aquecimento, completando o ciclo.

4.2.5. COMPARAÇÃO ENTRE O DESEMPENHO DOS CICLOS DE COMPRESSÃO DE VAPOR E ABSORÇÃO

O coeficiente de desempenho do ciclo de absorção, COP_{abs} é definido como:

$$COP_{abs} = \frac{taxa\ de\ refrigeração}{taxa\ de\ adição\ de\ calor\ ao\ gerador}$$

Referindo-se ao ciclo de compressão, o *COP* é a relação entre a taxa de refrigeração e a potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo, portanto, na comparação entre os *COPs* do ciclo de compressão e do ciclo de absorção, o valor será menor para o de absorção pois a energia na forma de trabalho é normalmente muito mais valiosa e cara que a energia na forma de calor (STOECKER, 1985).

Para uma melhor compreensão do COP do ciclo de absorção, a figura 4.11 mostra o ciclo de absorção dividido em dois blocos. O bloco da esquerda representa o ciclo da potência, onde se desenvolve o trabalho necessário para realizar a compressão do vapor do evaporador para o condensador no ciclo de refrigeração, bloco da direita.

O ciclo de potência recebe energia na forma de calor Q_G, a uma temperatura absoluta T_G, entrega uma certa energia W na forma de trabalho para o ciclo de refrigeração e rejeita uma quantidade de energia Q_A, na forma de calor à temperatura T_A. O ciclo de refrigeração recebe o trabalho W e com ele transfere calor Q_E à temperatura de refrigeração T_E para a temperatura T_A, onde a quantidade Q_C é rejeitada.

Para o ciclo de potência:

$$\frac{Q_G}{W} = \frac{T_G}{T_G - T_A} \tag{4.18}$$

Para o ciclo de refrigeração:

$$\frac{Q_E}{W} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \tag{4.19}$$

Portanto:

$$CDE = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{WT_E}{T_C - T_E} \cdot \frac{T_G - T_A}{WT_G} = \frac{T_E \cdot (T_G - T_A)}{T_G \cdot (T_C - T_E)} \tag{4.20}$$

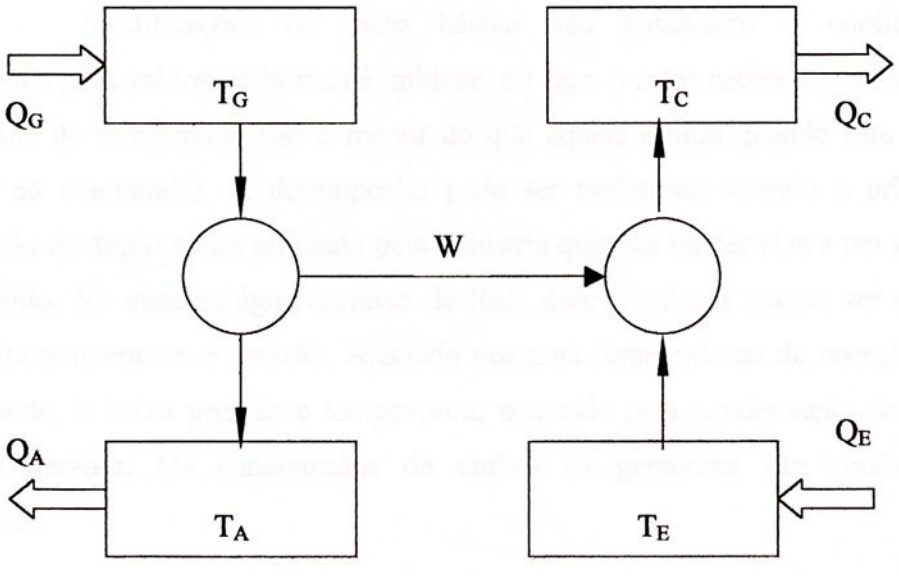


Figura 4.11 – Combinação de ciclo de potência e de refrigeração operado a calor (STOECKER, 1985)

Analisando a equação 4.20, pode se chegar a algumas conclusões:

1. Quando T_G aumenta, o *COP* aumenta;
2. Quando T_E aumenta, o *COP* aumenta;
3. Quando T_C aumenta, o *COP* diminui.

A comparação do *COP* dos ciclos de absorção e de compressão deve ser feita com reserva, pois seu valor sempre é apreciavelmente menor que o segundo, visto

que são coeficientes definidos diferentemente. Pode-se ter relações de 0,6 para 3, por exemplo, respectivamente à absorção e à compressão.

4.2.6. CICLOS PRÁTICOS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Ineficiências causadas pelos efeitos do calor sensível, calor da solução e características de vaporização do fluido absorvedor são freqüentemente encontrados nos ciclos básicos de refrigeração por absorção. O escoamento de solução absorvente aquecida do gerador para o absorvedor desperdiça uma quantidade considerável de energia térmica. O trocador de calor líquido-líquido transfere calor desta corrente para a solução refrigerante-absorvente que está sendo bombeada de volta para o gerador, poupando a maior parte desta energia (ASHRAE, 1985)

Modificações do ciclo básico não conduzem o coeficiente de desempenho para valores próximos à unidade, ou seja, o calor necessário para gerar um quilograma de refrigerante não é menor do que aquele obtido quando este um quilo evapora no evaporador. A desempenho pode ser melhorada usando o princípio da evaporação de duplo efeito utilizado pela indústria química há décadas e um gerador de duplo efeito. No sistema água-brometo de lítio, dois geradores podem ser utilizados: um, a alta temperatura e pressão, aquecido por uma fonte externa de energia térmica; um segundo, à baixa pressão e temperatura, aquecido pela condensação de vapor do primeiro gerador. Os condensados de ambos os geradores são conduzidos ao evaporador.

4.2.7. SISTEMAS USANDO A MISTURA ÁGUA-AMÔNIA

A figura 4.12 mostra um ciclo de refrigeração água-amônia de simples estágio (ASHRAE, 1985). Este se assemelha ao ciclo de refrigeração usando água-brometo de lítio, exceto que, em grandes sistemas, a volatilidade relativa entre a amônia e a água requer uma destilação fracionada, complementada por sistemas específicos de torres de destilação. O refluxo purifica o vapor de amônia sobre o topo da torre, garantindo o mínimo possível conteúdo de água do refrigerante. A solução concentrada de amônia em água (aqua), após ser aquecida no trocador de calor, é alimentada num ponto intermediário, geralmente próximo ao setor inferior da torre.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Em pequenos sistemas, o grau de pureza do vapor de amônia no topo da torre é geralmente menor do que o representado pelo exemplo seguinte. Como resultado, as pressões da torre e do condensador são menores, mas a contaminação de água do refrigerante deve ser constantemente separada por um jato de líquido, do evaporador para o absorvedor. Em grandes sistemas, a grande pureza do vapor de amônia do topo da torre é mantida e o procedimento de lavagem acima pode ser periódico. Para facilitar a separação, uma válvula controla a saída de vapor do evaporador, para estabelecer uma ligeira pressão diferencial entre o evaporador e o absorvedor. Então, a válvula na linha de jateamento do líquido é mantida aberta até que a amônia no evaporador esteja suficientemente purificada, detectada através da checagem da pressão no evaporador versus a temperatura do líquido no evaporador.

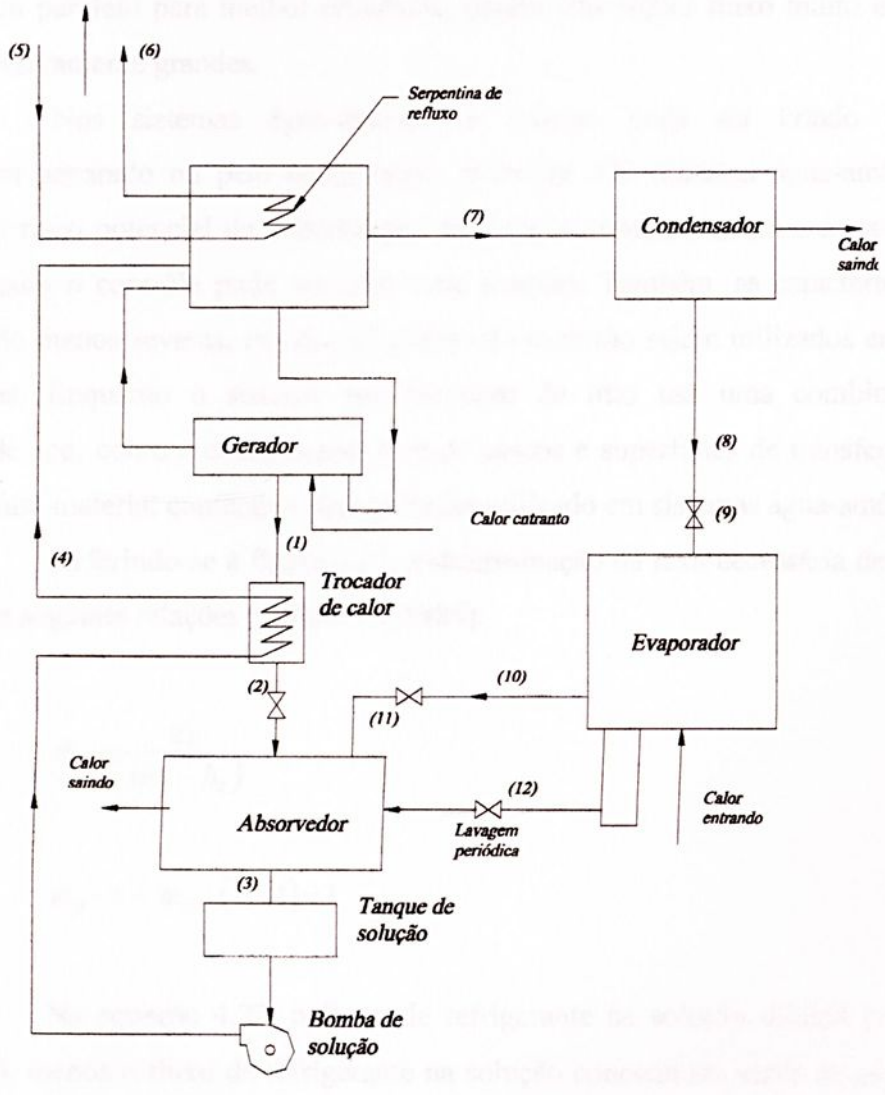


Figura 4.12 – Ciclo de refrigeração por absorção água-amônia (ASHRAE Fundamentals, 1985)

Em grandes sistemas, uma coluna vertical de líquido sobre o evaporador, provê uma condição de inatividade relativa e acumula amônia rica em água. A linha de jato é derivada nesta coluna de líquido. A uma pressão no evaporador de 517 *KPa*, um conteúdo de 10% em peso de água aumenta a temperatura do refrigerante de 5,1 ^{o}C a 7,7 ^{o}C. Para amônia essencialmente sobre o topo da torre (mantendo-se o superaquecimento próximo aos 3,9 ^{o}C), as pressões e temperaturas de operação da torre, gerador e condensador são relativamente altas, estabelecidas pela temperatura do fluido refrigerante disponível no condensador. Em sistemas água-brometo de lítio, a água de resfriamento da torre é conduzida ao absorvedor e então ao condensador. Em sistemas água-amônia, a água de resfriamento da torre é primeiramente conduzida ao condensador e em seguida ao absorvedor. Em ambos os casos a corrente refrigerante pode ser em paralelo para melhor eficiência, porém isto requer fluxo muito elevado e torres excessivamente grandes.

Nos sistemas água-amônia, o refluxo pode ser criado por um condensador separado ou pelo condensador principal. Os sistemas água-amônia não apresentam risco potencial de cristalização da solução como no sistema água-brometo de lítio, assim o contrôle pode ser bem mais simples. Também, as características de corrosão são menos severas, embora inibidores de corrosão sejam utilizados em ambos os sistemas. Enquanto o sistema água-brometo de lítio usa uma combinação de materiais de aço, cobre e cobre-níquel para os cascos e superfícies de transferência de calor, nenhum material contendo cobre pode ser utilizado em sistemas água-amônia.

Referindo-se à figura 4.12, a determinação da taxa necessária de fluido é baseada nas seguinte relações (ASHRAE, 1985):

$$m_E = \frac{q_E}{(h_v - h_l)} \tag{4.21}$$

$$m_A \cdot x - m_G \cdot (x-1) = 1 \tag{4.22}$$

Na equação 4.22, o fluxo de refrigerante na solução diluída (vinda do absorvedor), menos o fluxo de refrigerante na solução concentrada vinda do gerador, é igual ao fluxo mássico unitário do refrigerante considerado.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Assim, a equação 4.21 determina o fluxo de refrigerante e a equação 4.22 determina o fluxo de solução por fluxo unitário do refrigerante.

Em projeto, considera-se um aumento de 3% no fluxo teórico de refrigerante para compensar as perdas de calor nos cascos do gerador a altas temperaturas e ganhos de calor através do isolamento do evaporador.

A razão de separação entre m_A e m_G pode ser escolhida dentro de uma ampla gama de valores. Entretanto, separações de 6% a 8% da concentração fornece um fluxo suficiente, e adequado umedecimento dos tubos planos horizontais de 25,4 *mm* de diâmetro em absorvedores adequadamente construídos, quando se usa alimentação por gravidade em grandes sistemas. Isso também garante um fluxo máximo de líquidos razoável para trocadores e torres economicamente viáveis e na prática, uma temperatura mínima de fornecimento de calor no gerador. Separações maiores reduzem o fluxo, eficiência e viabilidade econômica dos absorvedores e trocadores e aumenta a temperatura requerida da fonte de calor a menos que algum dispositivo minimize esses efeitos (um absorvedor de solução resfriada).

O fluxo de calor no ponto 8, líquido saturado, corresponde ao produto da entalpia pelo fluxo em massa de refrigerante neste ponto, portanto:

$$q_8 = h_{\ell_{(8)}} \cdot m_8 \tag{4.23}$$

No ponto 10, o fluxo de calor corresponde ao fluxo de calor no ponto 8 mais a parcela de calor retirada do meio e adicionada ao sistema. Portanto, no ponto 10, o fluxo de calor será:

$$q_{10} = h_{v_{10}} \cdot m_{10} \tag{4.24}$$

ou ainda:

$$q_{10} = h_{\ell_8} \cdot m_8 + q_e \tag{4.25}$$

A entalpia no ponto 2, h_{ℓ_2}, é obtida através do balanço de entalpia no trocador de calor, com a utilização da equação a seguir:

unesp

$$h_{\ell_2} = h_{\ell_1} - x \cdot \frac{h_{\ell_4} - \left(-h_{\ell_3}\right)}{(x-1)} \tag{4.26}$$

Da figura 4.12, o calor que deixa sistema será:

$$q_\ell = m \cdot h_{\ell_8} \tag{4.27}$$

$$q_c = m \cdot (h_{v_7} - h_{\ell_8}) \tag{4.28}$$

$$q_{wa} = (x-1) \cdot m \cdot h_{\ell_1} \tag{4.29}$$

O total de calor deixando o sistema da figura 4.12 será:

$$q_t = q_\ell + q_c + q_{wa} \tag{4.30}$$

Ainda, da figura 4.12, o calor que entra no sistema será:

$$q_f = x \cdot m_4 \cdot h_{\ell_4} \tag{4.31}$$

O calor a ser fornecido ao gerador será:

$$q_G = q_t - q_f \tag{4.32}$$

O calor entrando no absorvedor será dado pela soma do produto do fluxo de massa pela entalpia nos pontos 2 e 11, usando como referência a figura 4.13. Assim:

No ponto 11:

$$q_{11} = m_{11} \cdot h_{\ell_{11}} \tag{4.33}$$

No ponto 2:

$$q_2 = (x-1) \cdot m_2 \cdot h_{t_2} \tag{4.34}$$

O calor que deixa o absorvedor será:

$$q_A = q_{11} + q_2 - q_3 \tag{4.35}$$

E:

$$q_3 = x \cdot m_3 \cdot h_{t_3} \tag{4.36}$$

A figura 4.13 considera as correntes de fluido entrando e deixando a torre, gerador e condensador, a carga da serpentina do condensador e refluxo, assim como a carga do gerador, sendo importante auxílio no cálculo do balanço da entalpia de massa.

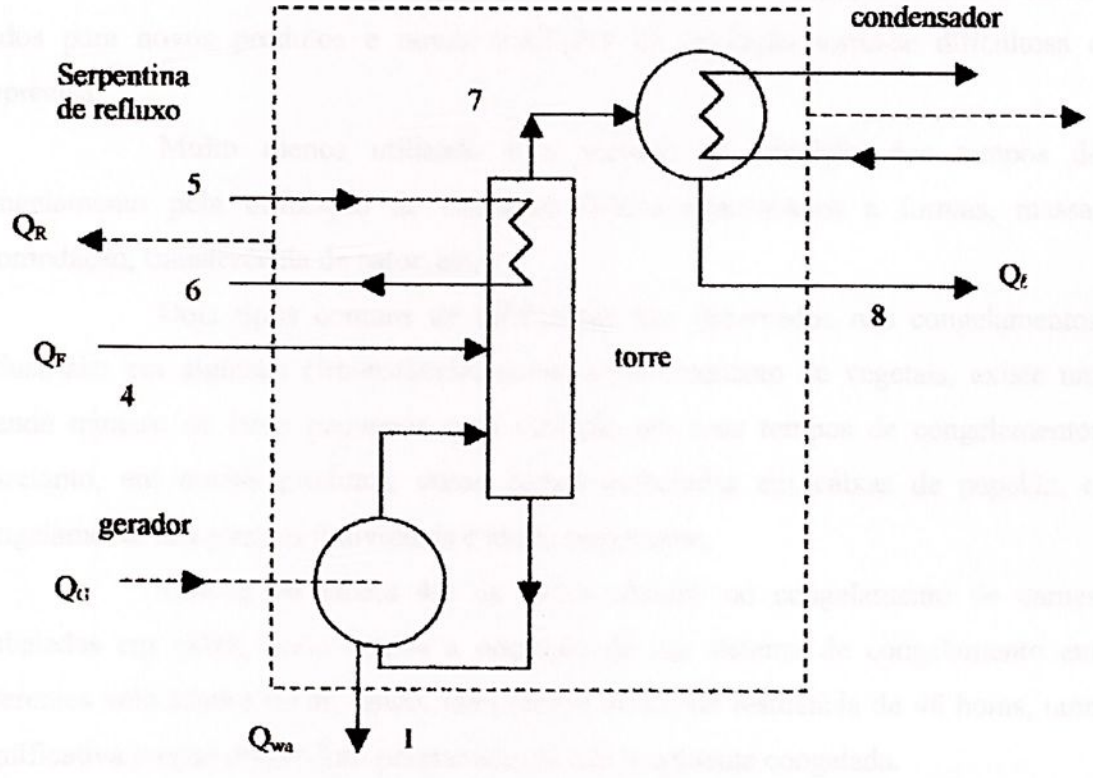


Figura 4.13 – Método do balanço de entalpia (ASHRAE Fundamentals, 1985)

4.3. CONGELAMENTO DE ALIMENTOS

O dimensionamento de equipamentos para congelamento compreende duas partes: a primeira parte é o dimensionamento da transferência de calor entre o produto e o meio congelante. A Segunda parte inclui o projeto térmico e mecânico da remoção do calor, descongelamento e do sistema de transporte do produto, assim como, a planta de refrigeração propriamente dita (CLELAND et al, 1998).

São considerados aspectos como minimização do consumo de energia, seleção do processo e do sistema de controle da capacidade, confiabilidade, segurança e qualidade do produto.

Comumente, toma-se como referencia um equipamento já existente, operando com produtos iguais ou similares, fazendo-se o devido escalonamento de suas características, para se chegar à especificação requerida. Também é comum, utilizar-se de dados obtidos em plantas piloto, onde se correlaciona tempo de congelamento, temperatura do meio congelante e fluxo de fluido congelante. Inúmeras tabelas, cartas e gráficos foram elaborados com dados obtidos desses dois métodos, constituindo confiáveis fontes de consulta para produtos conhecidos. Entretanto, a extensão desses dados para novos produtos e novas condições de operação torna-se dificultosa e imprecisa.

Muito menos utilizado é o método de predição dos tempos de congelamento pela utilização de conceitos físicos relacionados a formas, massa, acomodação, transferência de calor, etc.

Dois tipos comuns de dificuldade são observados nos congelamentos industriais: em algumas circunstâncias como armazenamento de vegetais, existe um grande número de itens pequenos com variação em seus tempos de congelamento; entretanto, em outros produtos, como carnes embaladas em caixas de papelão, o congelamento dos pacotes individuais é muito importante.

Tem-se na tabela 4.2 os dados obtidos no congelamento de carnes embaladas em caixa, onde vemos a operação de um sistema de congelamento em diferentes velocidades de ar, tendo, num tempo médio de residência de 48 horas, uma significativa porção do produto permanecendo não totalmente congelada.

Análises teóricas para mostrar o efeito da variação de certas características do produto, como tamanho, propriedades termo-físicas, temperaturas e

unesp

coeficiente de transferência de calor são possíveis. O efeito do tamanho do produto é mais facilmente computável. O número de Biot, *Bi* fornece uma idéia desse efeito:

$$B_i = \bar{h} \cdot R \cdot k_s^{-1} \tag{4.37}$$

Sabe-se que, quando B_i tende a zero, o tempo de congelamento é linearmente proporcional ao tamanho do produto. Entretanto, quando B_i tende a infinito, a relação passa a ser quadrática. Assim, uma variação de 5% no tamanho do produto pode conduzir a variações de 5 a 10% no tempo de congelamento. Quando B_i tende a zero, o tempo de congelamento é inversamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor, entretanto, quando B_i tende a infinito, o tempo de congelamento torna-se independente do coeficiente de transferência de calor. Portanto, é mais importante conhecer precisamente o coeficiente de transferência de calor quando seu valor é baixo e esta circunstância ocorre quando a velocidade do meio congelante é baixa e/ou os produtos forem termicamente isolados por sua embalagem. CLELAND (1996), mostrou que a presença incontrolada de ar retido entre a embalagem e o produto contribui com uma parcela significativa da resistência total de transferência de calor. Isso torna a determinação precisa do coeficiente de transferência de calor muito difícil. Coeficientes de transferência de calor são mais difíceis de se determinar em baixos fluxos do que em fluxos turbulentos.

Tabela 4.2 – Características de congelamento de carne desossada, embalada em caixas de papelão, em função do tempo de residência e velocidade do ar (CLELAND et al,1998)

	Velocidade do ar m/s				Tempo de residência (h)			
Equipamento	Média	Desvio padrão	Mínimo	Máximo	Média	Mínimo	Máximo	Porcentagem congelada
A	2,4	1,9	0,5	8,2	45,5	36,6	59,2	70
B	2,8	1,1	0,4	4,4	43,9	35,3	59,6	74
C	2,8	1,0	0,1	4,5	43,7	35,9	57,5	89

Das observações da indústria de congeladores e das considerações teóricas, pode ser concluído que, sem um bom projeto, haverá significantes variações do tempo de congelamento para um mesmo congelador. Além disso, o tempo de

unesp

congelamento pode não estar convenientemente determinado, seja por falha na emulação das condições industriais, seja por imprecisão dos dados e dos métodos de predição. Grandes fatores de segurança são comercialmente inaceitáveis, o que justifica pesquisas no sentido de prover a comunidade industrial de informação prática e quantitativa.

4.3.1. PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE ALIMENTOS

Uma vez que a medição das propriedades termo-físicas dos alimentos é ao mesmo tempo complicada e onerosa, a ênfase nos últimos anos tem sido o desenvolvimento de modêlos matemáticos para a predição dessas propriedades como função da composição do alimento, especialmente quanto ao conteúdo de água. Dados experimentais publicados têm se fixado a esses modêlos.

TOCCI et al (1994), demonstrou a influência da incerteza na determinação das propriedades termo-físicas sobre os tempos de congelamento, encontrando diferenças de até 10% nos tempos.

O efeito da estrutura dos alimentos produz também complicações extras.

A comunidade industrial necessita de informações quantitativas sobre a precisão das propriedades termo-físicas estimadas, e como estas influenciam a precisão na qual o tempo de congelamento pode ser predeterminado.

Muito do que se conhece sobre previsão do tempo de congelamento deve-se a Plank, que a quase um século atrás desenvolveu uma equação que cobre com precisão uma faixa de 20 a 40% de variedade de formas. Primeiramente, a equação de Plank foi apresentada sob a seguinte forma:

$$t_f = \frac{\Delta_h \cdot r^2}{k_f \cdot (T_f - T_a)} \cdot \left(\frac{\bar{P}}{B_i} + \bar{Q} \right) \tag{4.38}$$

O parâmetro P é um fator de forma que se aplica quando a transferência de calor é externamente controlada (B_i tende a zero), enquanto que o parâmetro Q aplica-se quando a transferência de calor é internamente controlada (B_i tende a infinito). PLANK sugere valores para uma gama de formas, como cilindros, esferas, etc. Em

unesp

pesquisas subseqüentes, CLELAND e EARLE, 1979 propuseram uma nova interpretação para a equação anterior na forma:

$$t_f = \frac{t_{ref}}{E} \tag{4.39}$$

onde:

$$E = f\,(B_i, E_o, E_\infty) \tag{4.40}$$

e,

$$t_{ref} = f\,(\Delta_h, B_i, r, T_f, T_a, K_s) \tag{4.41}$$

Desta forma $\frac{1}{E_o}$ substitui o parâmetro $\bar{P}$, enquanto $\frac{1}{E_\infty}$ substitui o parâmetro $\bar{Q}$. O t_{ref} é o tempo de congelamento para uma forma de referência. Nesta interpretação, ficam separados os efeitos da forma do produto em relação a outros efeitos.

4.3.2. MÉTODOS NUMÉRICOS

Com propriedades termo-físicas precisas, incluindo a variação do calor específico e a condutibilidade térmica em relação à temperatura, os métodos dos Elementos Finitos e das Diferenças Finitas são capazes de predizer o tempo de congelamento com acentuada precisão (CLELAND et al, 1998). MANNAPERUNA e SINGH, 1989, demonstraram exaustivamente esse método. CLELAND, 1990, também demonstrou esses métodos e suas aplicações na previsão do tempo de congelamento. Ele demonstrou que a precisão depende da apropriada escolha do esquema, particularmente do uso de estimativas centralizadas de propriedades termo-físicas, na correta seleção do tempo e deslocamento para as diferenças finitas.

Apesar da precisão obtida por esses métodos, ainda não é regra o seu uso em escala industrial. A dificuldade de se obter as propriedades termo-físicas dos

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

produtos em relação temperatura, o alto custo de aquisição dos softwares têm dificultado sua utilização. De fato, uma interface amigável do software poderia incentivar o uso do método, porém, o custo se eleva proporcionalmente. Baixos volumes de venda resultam em preços elevados.

Os métodos de predição do tempo de congelamento são atualmente precisos para muitas situações. Os métodos mais precisos e versáteis usam fatores gerais de forma desenvolvidos em modêlos unidimensionais, para serem aplicáveis a produtos com outras formas. Existe a necessidade de melhores informações da precisão desejada em função da precisão obtida, que irão surgir à medida que as soluções forem aplicadas aos processos industriais.

4.3.3. DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES TÉRMICAS DE ALIMENTOS

Para o correto dimensionamento de equipamentos para refrigeração e congelamento de alimentos, torna-se necessário o conhecimento de certas propriedades do alimento, tais como a condutividade térmica, calor específico, entalpia e difusividade térmica inerentes ao produto (NEVES Fº., L. C., 1997).

COMPOSIÇÃO

Quando uma substância pura é resfriada, irá congelar a uma temperatura definida. No entanto, quando não se tratar de uma substância pura suas características de congelamento são conseqüentemente diferentes.

Considere-se um produto constituído de água e sólidos. Ao se abaixar sua temperatura, a um particular valor denominado ponto de congelamento inicial, e se uma pequena quantidade de calor é agora removida do produto, haverá um início de congelamento de água. Isso tem o efeito de aumentar a concentração do soluto na água, o que implica em um abaixamento da temperatura de congelamento da solução não congelada. A água não mais congelará enquanto não se abaixar mais a temperatura.

Se esse processo é repetido, o ponto eutético da mistura é finalmente alcançado e a esta temperatura a água restante poderá ser congelada. Esse ponto eutético varia de produto para produto, onde para a carne tem-se uma curva indicada na Figura 4.14, obtida por MORLEY (1974).

unesp

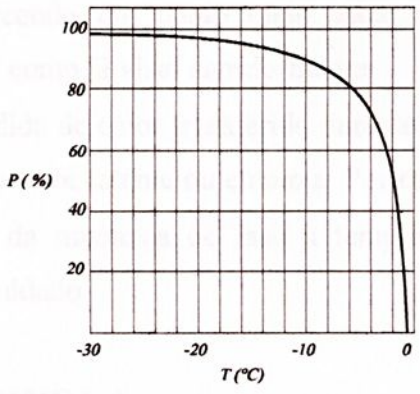


Figura 4.14 – Porcentagem de água congelada na carne, onde P é a porcentagem de água congelada e T representa a temperatura (MORLEY, 1974).

Sabendo-se que o componente de maior porcentagem no produto é a água, o cálculo da energia trocada para uma determinada massa de produto é dependente das propriedades da água. Ainda no congelamento, o gelo tem uma estrutura ordenada, mas a água no estado líquido apresenta um alto grau de desordem, necessitando a mudança de fase uma grande quantidade de calor. Também a taxa de transmissão de calor através da carne é função da estrutura molecular, quanto à sua natureza e falhas, apresentadas nesta estrutura.

Assim a determinação do calor removido ou cedido durante o processamento térmico é bastante difícil, visto que a carne é um sistema complexo, formado principalmente por água, gorduras, carboidratos e proteínas, e cuja estrutura é variável.

CALOR ESPECÍFICO E ENTALPIA

Por definição, o calor específico é a energia que a massa (M) de um quilograma de um produto precisa receber para elevar sua temperatura de 1 K (ΔT).

É compreensível que o conteúdo de água do produto possa ter grande influência no comportamento da curva obtida relacionando-se o calor específico com a temperatura. Curvas de calor específico para gordura indicam uma configuração similar quando os valores são relacionados com a temperatura, mas na maioria dos casos há maior irregularidade onde tem lugar a cristalização (ou fusão) dos componentes simples do produto.

unesp

Além disto, quando o produto começa a congelar, a concentração de sólidos aumenta, estabelecendo um ponto mais baixo de congelamento para uma mudança adicional de fase, como já visto anteriormente.

Logo, a medida de calor transferido durante o congelamento inclui tanto o calor específico quanto o calor latente ou entalpia. Por causa disto, o critério de calor latente, utilizado quando da mudança de fase à temperatura constante, deverá ser empregado com bastante cuidado.

CONDUTIVIDADE TÉRMICA

A variação da condutividade térmica com a temperatura é praticamente linear para temperaturas entre –23 a –7°C, caindo abruptamente entre -7 e 0°C e, acima de 0°C, 1/3 a 1/4 em relação ao valor para o produto congelado.

DIFUSIVIDADE TÉRMICA

Para processos de transferência de calor em estado não estacionário, uma propriedade de grande importância é a difusividade térmica.

Além da equação da difusão, desenvolvida por GRANK (1956) com base nas equações de Fourier, a difusividade pode ser definida em termos de outras propriedades térmicas de acordo com a relação:

$$a = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \tag{4.42}$$

O denominador indica a capacidade do produto de absorver calor enquanto que o numerador indica a capacidade do produto em transferir calor através dele.

Na tabela 4.3 (CHERNEEVA, 1956) apresentam-se dados relacionando-se a difusividade com a temperatura, para diversos produtos. A carne bovina a 20^oC com 2 e 29,5% de água (LAPSHIN, 1954) apresentam os seguintes valores de difusividade térmica respectivamente: 0,0332 e 0,0423 cm^2/min, demonstrando a forte dependência da difusividade em função da quantidade de água.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Tabela 4.3 – Valores da difusividade térmica para carne bovina (CHERNEEVA, 1956)

	Difusividade térmica, cm^2/min				
	Temperatura, ^oC				
	-30	-20	-10	0	30
Carne (a)	0,0401	0,259	0,167	0,070	0,074
Carne (b)	0,338	0,283	0,183	0,070	0,074

EMISSIVIDADE

Para o cálculo da transferência de calor por radiação entre diferentes superfícies torna-se necessário o conhecimento das temperaturas, áreas e o poder emissor dessas superfícies, que irão permitir a determinação da emissividade (ε) através da relação abaixo, onde E_a e E_p representam os valores do poder emissor da amostra e de um padrão.

$$\varepsilon = \frac{E_a}{E_p} \tag{4.43}$$

Tal relação pode ser obtida quando as temperaturas da amostra e do padrão são idênticas.

A emissividade é de difícil medida, especialmente a baixas temperaturas, uma vez que o fluxo de radiação de superfícies a tais temperaturas é extremamente pequeno.

CALOR DE RESPIRAÇÃO

Frutas, hortaliças e tubérculos são organismos vivos que continuam com processos metabólicos mesmo após a colheita. O principal processo é a respiração, no qual ocorre consumo de oxigênio, liberação de CO_2, calor e água. Essas atividades podem ser representadas pela seguinte reação química:

$$C_6H_{12}O_6 + 6\ O_2 \rightarrow 66\ CO_2 + 6\ H_20 + CALOR\ (2821\ J)$$

Assim, para cada miligrama de dióxido de carbono produzido, ter-se-á a liberação de 10,7 *J* ($2{,}56x10^{-3}$ *kcal*), assumindo-se que o calor liberado provém da reação exotérmica da oxidação da glicose.

Ainda a temperatura é um fator crítico que afeta a respiração durante a estocagem frigorificada. Sua redução implica na diminuição da respiração, prolongando seu tempo de estocagem. Dados complementares podem ser encontrado nas tabelas C.1 a C.6 do anexo C.

4.3.4 DETERMINAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS DE UM SISTEMA DE FRIGORÍFICO

O cálculo da capacidade de um sistema frigorífico envolve basicamente quatro fontes de calor: calor transferido através das paredes, piso e teto, a relativa à infiltração do ar no interior da câmara, à carga representada pelo produto além da cedida por outras fontes como motores, empilhadeiras, pessoas e iluminação (NEVES Fº., 1997).

CARGAS TÉRMICAS PELA TRANSMISSÃO DE CALOR

Se a área fria não for suficientemente isolada, uma carga adicional de refrigeração será necessária para remover o calor extra que passará pelo isolamento

Conhecendo-se as dimensões da câmara, pode-se calcular a carga térmica da transmissão de calor através da equação a seguir:

$$q = A_e \cdot U \cdot (T_e - T_i) \tag{4.44}$$

A área A_e corresponde à somatória das áreas de paredes, piso e teto nas quais ocorre a transmissão de calor.

A espessura adequada do isolamento varia com a temperatura média e máxima do local. Durante o resfriamento de um produto, a entrada de calor através do isolamento é aproximadamente 1/4 a 1/3 do calor retirado desse produto. Portanto um

unesp

grande aumento ou diminuição da sua espessura não determinará uma mudança substancial na capacidade de refrigeração. Por outro lado, na estocagem do produto por longo tempo, quando esse já está na temperatura adequada, a principal carga de calor é decorrente da condução através do isolamento e se a câmara não for corretamente isolada, o custo de energia poderá ser significativamente maior.

O coeficiente global U pode ser calculado como a soma das resistividades térmicas dos diversos componentes do sistema. Por exemplo, no caso de uma parede de tijolos plana, ter-se-ia:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{e}{k} + \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_i} \tag{4.45}$$

Observações efetuadas em sistemas em operação indicam que as taxas de transmissão de calor, apresentam valores entre 7 a 9,3 joules por segundo por metro quadrado de área exposta. Pode-se também selecionar a espessura do isolamento utilizando-se tabelas de espessura equivalente recomendadas para diversas diferenças de temperaturas. Entretanto, quando o custo e a disponibilidade de energia se constituírem em fatores decisivos, é recomendada a utilização de cálculos mais precisos para a determinação da espessura econômica.

Já para a temperatura externa deve-se considerar a possível proteção do local onde está a câmara. Por exemplo, se esta se localizar no interior de um prédio, sem receber raios solares diretamente, a temperatura será a de bulbo sêco da região. Em caso contrário, deverá ser adicionado um valor, como indicado na tabela 4.4 para compensar este efeito. Tal valor depende do tipo, cor e orientação da parede.

Tabela 4.4 – Correção da temperatura em função da cor da superfície externa, ASHRAE (1990).

Cor da superfície	Orientação			
	Leste	Oeste	Norte	Teto
Escura	5	5	3	11
Média	4	4	3	9
Clara	3	3	2	5

INFILTRAÇÃO

Cada vez que a porta da câmara é aberta, o ar externo penetra no interior desta, representado uma carga térmica adicional. Evidentemente a determinação exata deste volume é muito difícil, sendo adotados valores aproximados para o número de trocas por dia, como indicado na tabela 4.5.

O cálculo da carga térmica é feito com a ajuda da equação:

$$q = \frac{V \cdot n \cdot (h_e - h_i)}{v \cdot 86.400} \tag{4.46}$$

A constante 86.400 corresponde ao número de segundos em 24 horas.

Tabela 4.5 - Troca diária de ar em função do volume (ASHRAE, 1990)

Volume interno (V)	Troca de ar por dia (n)	Volume interno (V)	Troca de ar por dia (n)
10	31	500	4
20	21	750	3
30	17	1000	2,5
40	14	1250	2,0
50	13	1800	1,7
100	9	2400	1,4
150	7		
200	6		
250	5		

Observação: para utilização intensa, os valores acima são tomados multiplicados por 2. Para estocagem longa, são multiplicados por 0,6.

Para facilidade de cálculo, a tabela 4.6 apresenta os valores mais usados de volume específico e entalpia do ar em diferentes condições.

unesp

Tabela 4.6 – Volume específico e entalpia do ar (NEVES Fº., 1997).

Umidade relativa (%)		Temperatura, °C				
		30	10	0	-20	-30
60	Volume específico m^3/kg	0,88	0,81	0,77	0,72	0,69
	Entalpia kJ/kg	71,5	22,2	5,4	-19,2	-30,1
90	Volume específico m^3/kg	0,89	0,81	0,75	0,72	0,69
	Entalpia kJ/kg	93,2	27,6	8,8	-18,8	-29,3

PRODUTO

A carga térmica do produto a ser conduzido e conservado para o interior da câmara é composta da parcela de calor retirada para reduzir sua temperatura até o nível desejado e da geração de calor durante a estocagem, como no caso de frutas e hortaliças.

A quantidade de calor a ser removida pode ser calculada conhecendo-se o produto, seu estado inicial, massa, calor específico acima e abaixo do congelamento, temperatura de início de congelamento e calor latente.

As equações básicas a serem utilizadas conforme o caso, são apresentadas a seguir;

a) calor removido no resfriamento:

$$q_1 = m \cdot c_1 \cdot (T_1 - T_2) \qquad (4.47)$$

b) calor removido no resfriamento até a temperatura de início de congelamento:

$$q_2 = m \cdot c_1 \cdot (T_1 - T) \qquad (4.48)$$

c) calor removido no congelamento:

$$q_3 = m \cdot h \tag{4.49}$$

d) calor removido na redução de temperatura entre o início de congelamento até o valor final desejado:

$$q_4 = m \cdot c_2 \cdot (T - T_f) \tag{4.50}$$

Quando se deseja somente resfriar o produto sem congelá-lo, será utilizada somente a equação 4.47. Para o caso de congelamento, ter-se-á que determinar os valores dos itens b, c e d, cuja soma representará a carga térmica total necessária.

Os valores médios para a temperatura do início de congelamento (T), calor específico acima (c_1) e abaixo (c_2) do congelamento, além do calor latente (h) são obtidos das tabelas C.1 a C.6 referentes às propriedades térmicas dos alimentos, disponíveis no anexo C.

Ainda no caso de frutas e hortaliças frescas há que se considerar o calor produzido pelo metabolismo. É o chamado calor de respiração, que é peculiar ao produto e dependente da temperatura. Quanto mais baixa a temperatura do produto menor será a carga térmica. Seu valor (Q_r) é calculado pela equação:

$$Q_r = M \cdot R \tag{4.51}$$

Deve-se também levar em consideração o calor representado pela embalagem, ao qual se aplica a seguinte equação:

$$q = m_e \cdot c_e \cdot \Delta T \tag{4.52}$$

OUTRAS CARGAS TÉRMICAS INFLUENTES

A energia dissipada no espaço refrigerado, como a proveniente de luzes, motores dos ventiladores de evaporadores ou empilhadeiras deve também ser considerada.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

O tipo de iluminação e intensidade de luz pode resultar em cargas térmicas apreciáveis. A tabela 4.7 mostra a carga térmica proporcionada por diversos tipos de iluminação, considerando uma câmara de 40x60x10 metros a –20°C:

Já para motores, a tabela 4.8 indica o calor equivalente, quando instalados no interior do espaço refrigerado, como acionamento direto de ventiladores ou para motores conectados a bombas de água gelada, soluções e fora do espaço refrigerado.

Tabela 4.7 – Calor dissipado em *J/s* para diferentes tipos de lâmpadas e intensidade luminosa (PERSSON 1970).

Intensidade, *lux*	Vapor de mercúrio	Fluorescente	Sódio	Incandescente
75	5,8	7,8	2,7	17,8
125	9,6	12,9	4,4	29,5
250	19,7	25,8	8,8	58,9

Tabela 4.8 – Calor equivalente para motores elétricos, *kW/kW* (ASHRAE, 1990).

Motor KW	Motor no espaço refrigerado	Motor fora do espaço refrigerado
0,1 a 0,4	1,8	1,0
0,4 a 2,2	1,5	1,0
2,2 a 15,0	1,3	1,0

Também as pessoas dissipam calor para o ambiente, dependendo do tipo de movimentação, temperatura e roupa. A tabela 4.9 apresenta alguns valores médios.

Esses valores deverão ser multiplicados pelo provável número de horas de operação (motores ou empilhadeiras), ou pelo tempo de permanência (pessoas, iluminação). Obtém-se assim, a carga térmica por unidade de tempo.

unesp

Tabela 4.9 – Calor equivalente por pessoa (ASHRAE, 1990).

Temperatura ^oC	*J/s*
10	210
4	244
-12	348
-24	407

CARGA TÉRMICA TOTAL

A somatória do calor calculado em cada item terá como resultado a carga térmica total.

Deverá ser previsto ainda um período de paradas ou ciclo de trabalho para o equipamento. Assim, o mesmo não irá operar 24 horas por dia. A carga térmica, portanto, deverá ser corrigida para o período real de operação.

5. METODOLOGIA

5.1. PRODUÇÃO DE GÁS DE ATERRO

Para se alcançar os objetivos propostos utilizaram-se dados disponíveis na literatura, bem como, dados coletados no aterro controlado de Rio Claro-SP e informações fornecidas pelo Departamento de Limpeza Urbana da Prefeitura Municipal de Rio Claro-SP. Os principais dados para se determinar a produção do gás de aterro, foram os seguintes:

- Quantidade de resíduos sólidos urbanos gerados no município;
- Características do resíduo produzido;
- Quantidade de gás de aterro disponível para queima, como uma função da idade do aterro, do tipo de construção deste e forma de captação do gás;
- Composição média do gás de aterro gerado e seu potencial energético;
- Características de crescimento do município e da sua influência sobre o crescimento da geração de resíduos;

Com base nos dados levantados, efetuou-se estudos com o objetivo de se determinar a curva de geração de gás de aterro no decorrer da vida útil do aterro. A partir dessa curva passou-se a conhecer a produção mínima aproveitável de gás. Inicialmente efetuou-se uma estimativa do crescimento da disposição de R.S.U. no aterro, em função do crescimento populacional e o aumento do nível de vida desta população.

Foram levantados dados a respeito dos R.S.U., segundo a sua biodegradabilidade e composição química, chegando finalmente à formulação química dos mesmos.

Com essa formulação, tornou-se possível descrever as reações químicas que ocorrem no processo, determinando-se dessa forma o volume teórico de gás de aterro produzido, em função da quantidade de resíduos depositados.

Levando-se em consideração outras características como: tempo para encher uma célula, período de tempo para a decomposição total do material orgânico

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

rapidamente degradável, lentamente degradável, distribuição anual da quantidade de resíduo recebido pelo aterro e adotando-se um modêlo triangular de produção de gás (TCHOBANOGLOUS, 1996), determinou-se a quantidade anual de gás de aterro a ser produzida. Ainda sobre o valor calculado, foi considerado que, devido a imperfeições no sistema de captação, o volume aproveitável reduz-se até 50% a 80% do volume produzido. Na figura C.1 do apêndice C mostra-se um gráfico típico da produção do gás de aterro em aterro em função do tempo de vida deste.

Para a avaliação da quantidade e da qualidade do gás de aterro gerado, foram coletados dados referentes à operação do atual aterro controlado, contendo todas as informações necessárias à avaliação do processo. Os dados coletados referem-se ao período de operação de junho de 1994 a dezembro de 2000.

Para isso alguns parâmetros foram levados em consideração, a saber:

a) O aterro atual encontra-se em fase de encerramento, sem qualquer possibilidade de que o gás em produção venha a ser aproveitado pelos seguintes motivos:
   i) A rede de captação do gás de aterro não foi projetada para exploração econômica deste;
   ii) Devido à idade do aterro, as células mais antigas já atingiram a sua capacidade máxima e tendem a diminuir a produção.

b) A análise teórica foi efetuada com dados conhecidos, obtidos da literatura e dos parâmetros levantados na operação do aterro atual;

c) A composição dos resíduos utilizada é aquela apresentada na tabela 3.3, por se tratar de dado que reflete mais fielmente a característica do resíduo produzido no município;

d) Considera-se que entre os resíduos rapidamente degradáveis, 25% podem estar contidos em embalagens plásticas, dificultando sua biodegradação, (SILVA et al, 1997);

e) Da mesma forma que o anterior, 50% dos resíduos lentamente degradáveis podem estar indisponíveis para a degradação, (SILVA et al, 1997);

f) O período de tempo esperado para a decomposição total do material orgânico rapidamente degradável é de 5 anos. O

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

período de tempo esperado para a decomposição total do material orgânico lentamente degradável é de 15 anos; Utilizou-se o modêlo triangular de produção de gás (TCHOBANOGLOUS, 1996), para a determinação da taxa de decomposição do material rápida e lentamente degradável, onde a taxa mais alta de produção de gás ocorre no primeiro e no quinto ano, respectivamente, de disposição do resíduo;

5.1.1 MODELO TRIANGULAR

A figura 5.1 ilustra a produção de gás durante um período de 5 anos usando um modelo triangular para os resíduos rapidamente degradáveis, enquanto que a figura 5.2 ilustra o mesmo modelo para os resíduos lentamente degradáveis, para um período de 15 anos de produção de gás.

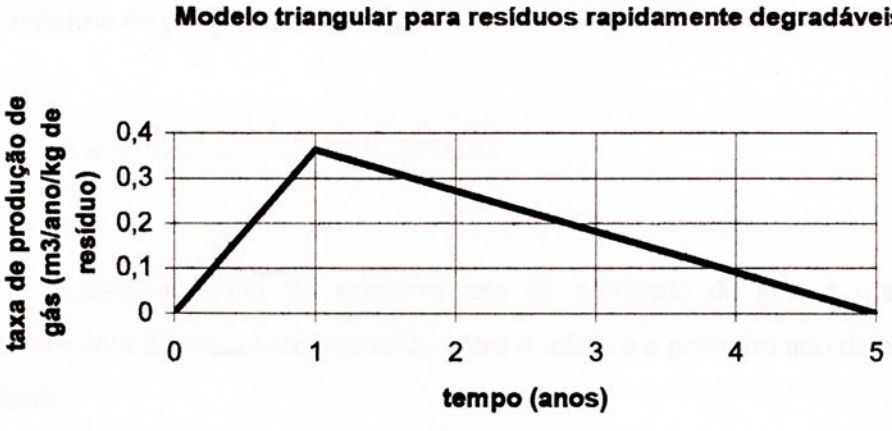


Figura 5.1 – Modêlo triangular para resíduos rapidamente degradáveis

Sendo a base do triangulo, o tempo de produção de gás, em anos e a altura do triangulo, a taxa máxima de produção de gás, em m^3/ano, a área do triangulo representará o volume total de gás produzido. O volume total de gás produzido por quilograma de resíduo será então:

$$V = \frac{1}{2} \cdot (número\ de\ anos) \cdot (taxa\ máxima\ de\ produção) \qquad (5.1)$$

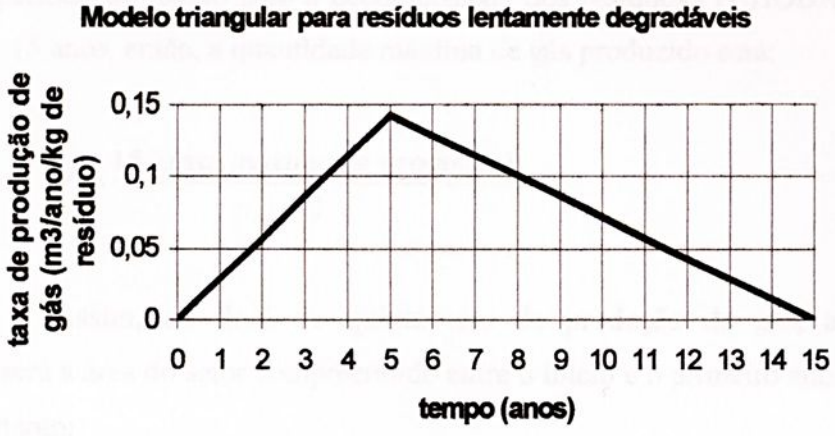


Figura 5.2 – Modêlo triangular para resíduos lentamente degradáveis

Para os resíduos rapidamente degradáveis, o período de tempo para a decomposição dos resíduos (TCHOBANOGLOUS, 1996) é de 5 anos, então, a quantidade máxima de gás produzido será:

$$V = \frac{5 \cdot (taxa\ máxima\ de\ produção)}{2} \tag{5.2}$$

Assim, ao final do primeiro ano de produção de gás, a quantidade produzida será a área do setor compreendido entre o início e o primeiro ano de produção de gás, portanto:

$$V = \frac{1 \cdot (taxa\ máxima\ de\ produção)}{2} \tag{5.3}$$

Ao final do segundo ano a quantidade produzida nesse ano será a área do setor compreendido entre o primeiro e o segundo ano de produção de gás, portanto:

$$V = \frac{1 + 3/4}{2} \cdot (taxa\ máxima\ de\ produção) \tag{5.4}$$

E assim por diante.

Para os resíduos lentamente degradáveis, o procedimento é o mesmo, porém, o período de tempo para a decomposição dos resíduos (TCHOBANOGLOUS, 1996) é de 15 anos, então, a quantidade máxima de gás produzido será:

$$V = \frac{15 \cdot (taxa\ máxima\ de\ produção)}{2} \tag{5.5}$$

Assim, ao final do quinto ano de produção de gás, a quantidade produzida será a área do setor compreendido entre o início e o primeiro ano de produção de gás, portanto:

$$V = \frac{1 \cdot (taxa\ máxima\ de\ produção)}{2} \tag{5.6}$$

O procedimento para o cálculo da produção nos outros períodos é semelhante ao utilizado no modelo dos resíduos rapidamente degradáveis.

5.1.2. CÁLCULOS DA COMBUSTÃO – utilização do programa Wincombu

Este programa permite realizar de forma rápida e eficiente os cálculos de combustão de uma mistura de componentes. Trata-se de um programa que realiza o balanço mássico da combustão de uma mistura de gases. Os possíveis componentes desta mistura são: H_2, CO_2, N_2, CO, CO_2, SH_2, SO_2, H_2O e qualquer hidrocarboneto até um máximo de 10.

A tabela 5.1 mostra os dados de entrada solicitados pelo programa, enquanto que a tabela 5.2 apresenta os resultados possíveis.

Tabela 5.1 – dados de entrada para o programa Wincombu

Componente	fração molar
H_2	
O_2	
N_2	
CO_2	
SH_2	
SO_2	
H_2O	

Hidrocarbonetos		
N°. de carbonos	N°. de hidrogênios	Fração molar
Coeficiente de excesso de ar		

Tabela 5.2 – dados de saída do programa Wincombu

Descrição	Valor	Unidade
Massa molecular do gás		kg/kmol
Massa molecular dos produtos úmidos		kg/kmol
Massa molecular dos produtos sêcos		kg;kmol
Densidade dos produtos		kg/Nm^3
Relação molar oxigênio/combustível (estequiométrica)		kmol/kmol
Relação molar oxigênio/combustível (real)		kmol/kmol
Relação molar ar/combustível (estequiométrica)		kmol/kmol
Relação molar ar/combustível (real)		kmol/kmol
Relação ar/combustível em massa (estequiométrica)		kg/kg
Relação ar/combustível em massa (real)		kg/kg
Relação molar produtos úmidos/combustível		kmol/kmol
Relação em massa de produtos úmidos/combustível		kg/kg
Relação molar de produtos secos/combustível		kmol/kmol
Relação em massa de produtos secos/combustível		kg/kg
Relação massa de produtos úmidos por volume de combustível		kg/Nm^3
Relação massa de produtos secos por volume de combustível		kg/Nm^3
Poder Calorífico Superior do combustível seco		MJ/Nm^3
Poder Calorífico Superior do combustível úmido		MJ/Nm^3
Poder Calorífico Inferior do combustível seco		MJ/Nm^3
Poder Calorífico Inferior do combustível úmido		MJ/Nm^3

Composição do produto úmido		Composição do produto seco	
Componente	Concentração	Componente	Concentração
CO_2	%	CO_2	%
SO_2	%	SO_2	%
H_2O	%	-	-
O_2	%	O_2	%
N_2	%	N_2	%

5.2. SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Com a finalidade de melhor ilustrar a utilização da refrigeração por absorção, foi desenvolvido neste estudo, um dimensionamento básico de uma unidade de refrigeração utilizada para estocagem de alimento. Tal dimensionamento compreendeu desde a determinação das dimensões da câmara de resfriamento até a determinação das principais características dos elementos do sistema de refrigeração por absorção, quais sejam, o gerador, o condensador, o evaporador e o absorvedor.

Foi escolhido para este estudo, o sistema de refrigeração por absorção utilizando a mistura água-amônia, devido às baixas temperaturas necessárias no congelamento de alimentos.

A análise fluido-térmica do sistema de refrigeração por absorção foi realizada com base nas orientações apresentadas no tópico 4.2.7. As equações 4.21 e 4.22 permitiram determinar a taxa necessária de fluxo de refrigerante no evaporador e a taxa de retorno de solução do gerador ao absorvedor. O circuito utilizado como referência é aquele mostrado na figura 4.12, e o balanço térmico foi efetuado com a ajuda da figura 4.13. O COP foi calculado de acordo com a equação 4.20.

Para se compensar as perdas térmicas nos cascos do gerador e ganhos de calor através do isolamento do evaporador, foi considerado um aumento na carga térmica, de 3%.

A razão de separação entre a solução que é bombeada ao gerador e a solução que retorna ao evaporador foi fixada em 6% conforme justificado no tópico 4.2.7.

Por fim, foi determinado o consumo de gás do sistema, mostrando, com clareza, a potencialidade da utilização do gás de aterro como fonte energética em sistemas de refrigeração.

5.2.1 DETERMINAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS DE UM SISTEMA FRIGORÍFICO.

Para exemplificar a determinação de cargas térmicas de um sistema frigorífico, apresenta-se no anexo A o dimensionamento básico de uma câmara de estocagem de alimentos.

unesp

Para esse calculo foram utilizadas as orientações do tópico 4.3.4. Foram determinadas as perdas térmicas pela transmissão de calor, bem como, as perdas pela infiltração de ar, a carga térmica do produto, embalagem, presença de pessoas no interior da câmara e equipamentos.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A tabela 6.1 apresenta os dados operacionais disponíveis com relação ao aterro, correspondendo ao período de operação citado anteriormente. Esses dados foram coletados pela empresa prestadora dos serviços de coleta e operação do aterro e obtidos junto à Prefeitura Municipal de Rio Claro.

Tabela 6.1 - Coleta domiciliar mensal em toneladas no período de junho de 1994 a dezembro de 2000, (P.M.R.C., 2001)

Mes	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
janeiro	-	2206.66	2988.14	3032.69	3165.45	3372.44	3470.90
fevereiro	-	1937.18	2583.10	2597.70	2726.13	2957.88	3150.37
março	-	2119.51	2582.52	2697.96	2998.53	3246.55	3253.63
abril	-	1888.55	2580.10	2687.32	2714.62	2913.71	2931.04
maio	-	2115.41	2500.73	2783.39	2747.67	2999.72	3041.45
junho	1444.51	1982.84	2334.76	2758.09	2801.50	3008.97	2909.68
julho	1688.03	2191.37	2605.78	2883.35	2949.78	3064.68	2920.51
agosto	1781.22	2190.39	2669.62	2758.09	3037.11	3004.94	3135.69
setembro	1744.50	2197.37	2583.74	2883.35	2945.39	2958.07	3096.37
outubro	1805.38	3486.37	2786.76	2998.47	3024.60	3006.85	3170.68
novembro	1807.43	2450.84	2745.24	2912.54	2912.35	3100.91	3079.23
dezembro	2181.52	2858.48	3150.23	3476.46	3600.14	3497.71	3506.02
Média mensal no período	1593.23	2302.08	2675.89	2872.45	2968.60	3094.37	3138.80
Crescimento em relação ao ano anterior		44.49%	16.38%	7.35%	3.34%	4.23%	1.43%

Nota-se um aumento expressivo no volume médio anual de lixo coletado, provavelmente devido a:

- Taxa geométrica do aumento da população, de 2,27% (1991 a 2000)
- Instalação de dois "shopping-centers" na cidade após 1995
- Estabilização de preços devido ao plano real – maior consumo de alimentos pela população de baixa renda.
- A disposição de resíduos em lixões clandestinos vem sendo combatida ano a ano. Assim, esse resíduo passa a ser

unesp

encaminhado ao aterro, aumentando a média de resíduo depositado.

Já no período de janeiro a dezembro de 1999 o aumento não foi tão expressivo, notando-se uma certa estabilidade. A análise da tabela 6.1 permite supor uma tendência de estabilidade na taxa de resíduos sólidos produzidos no município, após um aumento considerável nos anos de 1995 e 1996, explicado pelos motivos acima. Os dados coletados mês a mês, até dezembro de 2000, mostram que o crescimento da quantidade de resíduos produzidos apresenta valores compatíveis com a taxa de crescimento populacional.

Os dados mostrados na tabela 6.2 foram obtidos aplicando-se a taxa de crescimento populacional do município sobre a média mensal conhecida do último ano de operação do aterro (janeiro a dezembro de 2000). Essa tabela mostra uma projeção da produção média mensal de resíduo sólido urbano a ser depositado no aterro em função do crescimento populacional para os próximos quinze anos de operação deste.

Tabela 6.2 – Expectativa de crescimento da produção média mensal de resíduo sólido urbano, a ser disposto no aterro.

Ano	média mensal durante o ano (*ton*)	Ano	Média mensal durante o ano (*ton*)
1994	**1593**	2005	3511
1995	**2302**	2006	3591
1996	**2676**	2007	3673
1997	**2872**	2008	3756
1998	**2968**	2009	3842
1999	**3094**	2010	3929
2000	**3139**	2011	4018
2001	3210	2012	4109
2002	3283	2013	4203
2003	3357	2014	4298
2004	3434	2015	4396

Para realização dos cálculos, os resíduos foram separados por suas características de biodegradabilidade, conforme tabela 6.3. Essa tabela foi criada a partir dos dados da tabela 3.3, proposta por BERRIOS, 1986.

unesp

Tabela 6.3 - Composição típica dos resíduos por categoria

Categoria	componentes	massa úmida (%)	massa seca (%)
R - Componentes rapidamente biodegradáveis	Resíduos de comida, papel e papelão	75	32,1
L - Componentes lentamente biodegradáveis	Têxtil e couro, madeira e serragem	4,2	3,58
N - Componentes não degradáveis	Vidros, metais, outros	20,8	15,16

A composição elementar dos resíduos sólidos urbanos domésticos apresenta muita variação considerando diferentes locais e épocas. Para o caso específico deste trabalho, foi utilizada a composição elementar média baseada na tabela 6.4, descrita por TCHOBANOGLOUS (1996).

Tabela 6.4 – Componentes dos R.S.U. (TCHOBANOGLOUS, 1996)

	Porcentagem em peso (Base seca)					
Componentes	Carbono	Hidrogênio	Oxigênio	Nitrogênio	Enxofre	Cinzas
Res. Comida	48,0	6,4	37,6	2,6	0,4	5,0
Papel	43,5	6,0	44,0	0,3	0,2	6,0
Papelão	44,0	5,9	44,6	0,3	0,2	5,0
Plásticos	60,0	7,2	22,8			10,0
Têxteis	55,0	6,6	31,2	4,6	0,15	2,5
Borracha	78,0	10,0		2,0		10,0
Couro	60,0	8,0	11,6	10,0	0,4	10,0
Res. Jardim	47,8	6,0	38,0	3,4	0,3	4,5
Madeira	49,5	6,0	42,7	0,2	0,1	1,5
Inorgânicos						
Vidros	0,5	0,1	0,4	<0,1		98,9
Metais	4,5	0,6	4,3	<0,1		90,5
Cinzas, etc	26,3	3,0	2,0	0,5	0,2	68,0

Fazendo-se uma ponderação entre os dados da tabela 6.3 e da tabela 6.4, obteve-se a tabela 6.5, com a composição química elementar percentual dos principais componentes do. R.S.U.

unesp

Tabela 6.5 – Composição química do R.S.U. de Rio Claro

Categoria	C	H	O	N	S	INERTES
R	14,79	1,95	13,05	0,58	0,09	1,63
L	1,93	0,24	1,10	0,15	0,01	0,15
N	5,01	0,61	0,86	0,08	0,01	8,59

Desprezando-se os inertes, tem-se na tabela 6.6 a composição molar dos elementos.

Tabela 6.6 – Composição molar dos elementos

		total de moles	
Componente	*g/mol*	rapidamente degradáveis	lentamente degradáveis
C	12,01	1,23147	0,16070
H	1,01	1,93069	0,23762
O	16,00	0,81563	0,06875
N	14,01	0,04140	0,01071
S	32,06	0,00280	0,00031

Normalizando as relações molares, em relação ao nitrogênio, tem-se as composições mostradas na tabela 6.7.

Tabela 6.7 – Relações molares normalizadas

	Componente			
Categoria	C	H	O	N
Rapidamente degradáveis	29,75	46,63	19,70	1,00
Lentamente degradáveis	15,00	22,19	6,42	1,00

Assim, obtiveram-se as fórmulas químicas aproximadas:

Resíduos rapidamente degradáveis: $C_{30}H_{47}O_{20}N$

Resíduos lentamente degradáveis: $C_{15}H_{22}0_6N$

De posse da fórmula química acima deduzida, determinou-se o volume total de gás produzido, supondo-se a conversão completa dos resíduos orgânicos biodegradáveis em CO_2, CH_4 e NH_3, através do balanço da reação:

$$C_{30}H_{47}O_{20}N + 9\ H_2O \rightarrow 15{,}5\ CH_4 + 14{,}5\ CO_2 + NH_3$$

741,78g 162,18g 248,76g 638,15g 17,04g

$$C_{15}H_{22}O_6N + 7{,}25\ H_2O \rightarrow 8{,}375\ CH_4 + 6{,}625\ CO_2 + NH_3$$

312,38g 130,65g 134,42g 291,57g 17,04g

Assim, considerando as massas específicas do metano (0,717 kg/m^3) e do dióxido de carbono (1,978 kg/m^3), os volumes produzidos por unidade de pêso seco da matéria orgânica foram:

1) para o resíduo rapidamente degradável:

$$V_{CH_4} = \frac{248{,}76}{741{,}78 \cdot 0{,}717} = 0{,}4677 \quad \frac{m^3}{kg\ de\ matéria\ orgânica\ seca}$$

$$V_{CO_2} = \frac{638{,}15}{741{,}78 \cdot 1{,}978} = 0{,}4349 \quad \frac{m^3}{kg\ de\ matéria\ orgânica\ seca}$$

2) para o resíduo lentamente degradável:

$$V_{CH_4} = \frac{134{,}42}{312{,}38 \cdot 0{,}717} = 0{,}6002 \quad \frac{m^3}{kg\ de\ matéria\ orgânica\ seca}$$

$$V_{CO_2} = \frac{291{,}57}{312{,}38 \cdot 1{,}978} = 0{,}4719 \quad \frac{m^3}{kg\ de\ matéria\ orgânica\ seca}$$

Somando-se as quantidades geradas de metano e dióxido de carbono, tem-se que a quantidade teórica de gás gerado por unidade de peso seco de matéria orgânica, rápida e lentamente degradável será:

$V_{RD} = 0{,}9026\ m^3$

$V_{RL} = 1{,}07\ m^3$

O volume de metano a ser gerado por esse resíduo é analisado na tabela 6.8, onde, utilizando-se o modêlo triangular de Tchobanoglous, é realizada uma simulação, com deposição de resíduos por 15 anos. As quantidades correspondem ao total do ano em questão.

Tabela 6.8 - Volume de metano a ser gerado

ano	Resíduos depositados (ton/mês)	resíduos depositados no ano (ton)	massa de resíduos sêcos (ton)	Volume de CH_4 gerado pelos RD (m^3/ano)	Volume de CH_4 gerado pelos LD (m^3/ano)	Volume total de CH_4 gerado (m^3/ano)	energia disponível no gás do aterro (MW)
2001	3.210	38.520	19.584	-	-	-	-
2002	3.283	39.394	20.028	441.020	2.805	443.825	0,50
2003	3.357	40.289	20.483	1.222.809	11.285	1.234.094	1,40
2004	3.434	41.203	20.948	1.801.840	25.567	1.827.407	2,07
2005	3.512	42.139	21.423	2.173.508	45.784	2.219.292	2,51
2006	3.591	43.095	21.910	2.333.107	72.071	2.405.177	2,73
2007	3.673	44.073	22.407	2.386.068	100.356	2.486.425	2,82
2008	3.756	45.074	22.916	2.440.232	126.479	2.566.711	2,91
2009	3.841	46.097	23.436	2.495.625	150.389	2.646.015	3,00
2010	3.929	47.143	23.968	2.552.276	172.037	2.724.313	3,09
2011	4.018	48.214	24.512	2.610.213	191.371	2.801.584	3,17
2012	4.109	49.308	25.068	2.669.465	208.339	2.877.804	3,26
2013	4.202	50.427	25.637	2.730.061	222.887	2.952.948	3,35
2014	4.298	51.572	26.219	2.792.034	234.959	3.026.993	3,43
2015	4.395	52.743	26.814	2.855.413	244.501	3.099.914	3,51
2016				2.920.231	251.454	3.171.684	3,59
2017				2.368.957	253.233	2.622.190	2,97
2018				1.342.003	247.197	1.589.201	1,80
2019				600.515	233.168	833.683	0,94
2020				150.972	210.963	361.935	0,41
2021				-	180.398	180.398	0,20
2022					147.175	147.175	0,17
2023					117.126	117.126	0,13
2024					90.323	90.323	0,10
2025					66.840	66.840	0,08
2026					46.753	46.753	0,05
2027					30.137	30.137	0,03
2028					17.072	17.072	0,02
2029					7.639	7.639	0,01
2030					1.921	1.921	0,00
2031					-	-	-
total:		679.291	345.351	38.886.348	3.710.231	42.596.579	

Na quantidade de resíduos disponíveis para a geração de gás de aterro está descontada a umidade presente nos mesmos e a indisponibilidade de 25%,

unesp

eventualmente acomodados em recipientes plásticos para os resíduos rapidamente degradáveis e 50% para os lentamente degradáveis. A figura 6.1 apresenta as curvas de produção do metano, em volumes anuais. Observa-se distintamente a curva de produção do metano gerado pelos resíduos rapidamente degradáveis que apresenta uma ascensão rápida nos primeiros anos de operação do aterro, seguida por um período de crescimento lento, é proporcional ao crescimento populacional e o conseqüente aumento de produção de resíduos. Por volta do décimo sexto ano de operação observa-se uma queda brusca da produção de metano pelos resíduos rapidamente degradáveis, pois nesta fase encerra-se a deposição de resíduos neste aterro.

A curva representativa da produção de metano pelos resíduos lentamente degradáveis apresenta uma conformação mais suave. Atinge sua cota máxima no décimo quinto ano de operação, mas a produção persiste pelos próximos quatorze anos. A relação global entre o volume acumulado de CH_4 gerado pelos resíduos rapidamente degradáveis e lentamente degradáveis, ao fim do período de vida útil do aterro é de aproximadamente 10:1, conforme pode ser obtido da tabela 6.8., dividindo-se o total gerado de CH_4 pelos resíduos rapidamente degradáveis pelo total gerado de CH_4 pelos resíduos lentamente degradáveis. Em termos percentuais, ao fim da vida útil do aterro, algo em torno de 91% do metano terá sido gerado pelos resíduos rapidamente degradáveis, enquanto que 9% do metano, terá sido gerado pelos resíduos lentamente degradáveis.

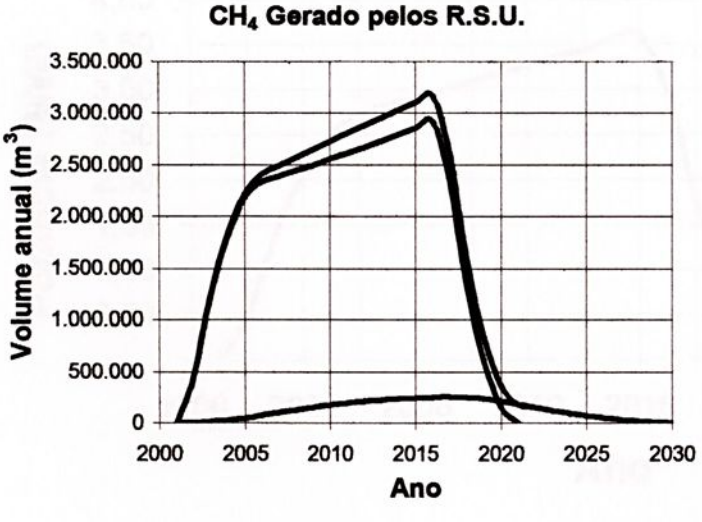


Figura 6.1 – Estimativa de CH_4 gerado pelos R.S.U. do município de Rio Claro-SP

Por fim, apresenta-se na mesma figura 6.1, a soma ano a ano da produção de metano, a qual será utilizada para se determinar a energia aproveitável do aterro em estudo.

O poder calorífico inferior – PCI do CH_4, é da ordem de 35.736 kJ/Nm^3. No gás gerado no aterro, predominam o CH_4 e o CO_2, contando ainda com a presença de outros componentes em quantidade mínima. Assim, pode-se considerar que a quase totalidade da capacidade energética desse gás provém do metano. Considerando os dados fornecidos pela tabela 6.8, foi obtida a curva mostrada na Figura 6.2, que representa a produção energética do gás de aterro durante os 15 anos de deposição de resíduo no aterro e o período subseqüente onde ainda existe produção de gás de aterro.

O pico máximo de fornecimento ocorrerá no 15°. ano de operação, quando a produção de gás metano será de 3.171.684 m^3 no ano Nesta etapa a média horária corresponde a 361 m^3/h. Em termos de energia, esse valor corresponde a 12.948 *MJ/h*, ou ainda 3,59 *MW*.

As dificuldades de captação reduzem o aproveitamento para 50 a 80% desses valores, conforme mostrado no tópico 4.1. Além disso, existem situações em que é necessária uma melhor qualidade do gás, exigindo assim, processos de enriquecimento, aumentando a proporção de metano.

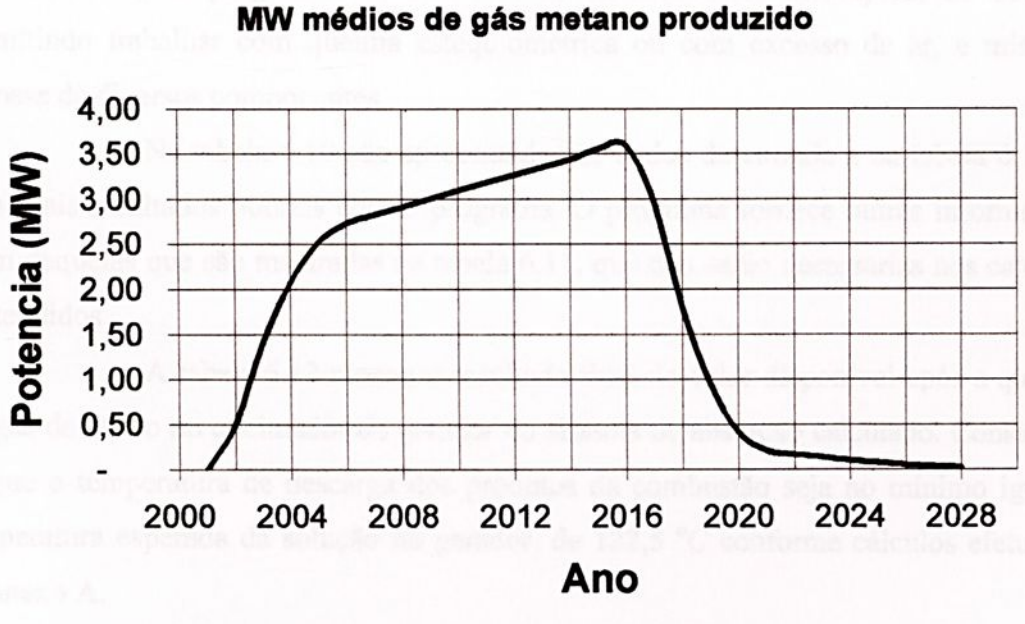


Figura 6.2 – Energia disponível no R.S.U. do município de Rio Claro-SP

6.1. DETERMINAÇÃO DO CALOR DISPONÍVEL NA COMBUSTÃO DO GÁS DE ATERRO

O gás do aterro pode ou não ser submetido a um processo de enriquecimento antes de sua utilização energética. Em princípio, ele deverá passar por um tratamento mínimo que consiste em remover a umidade e o SO_2, pois como se sabe, este último é um componente prejudicial aos sistemas mecânicos e térmicos que estarão em contato com o gás. Quanto à umidade, esta reduz a eficiência da combustão.

Após a remoção dos componentes indesejáveis, resulta no gás de aterro, apenas os seus componentes principais, que existem em maior quantidade, o CO_2 e o CH_4. A tabela 6.9 apresenta as concentrações de CO_2 e CH_4 que deverão ocorrer no período de operação do aterro, já considerando o gás tratado, sem a presença de SO_2 ou umidade.

Observa-se que a concentração de CH_4 varia de 52% a 56%, mas analisando a produção global do aterro, dentro do período de 29 anos de operação, vê-se que a concentração media corresponde a 52%. Este será o valor utilizado nos cálculos, já que é também o valor predominante na fase de maior produção de gás do aterro.

Os cálculos da combustão foram realizados com o programa "WinCombu", fornecido junto à monografia "La Combustion" (BARRERAS et PUJOL, 1996). O programa utiliza o método da combustão incompleta de Ostwald permitindo trabalhar com queima estequiométrica ou com excesso de ar, e misturas gasosas de diversos componentes.

Na tabela 6.10 são apresentados os dados de entrada e na tabela 6.11 os principais resultados obtidos com o programa. O programa fornece outras informações além daquelas que são mostradas na tabela 6.11, que não serão necessárias nos cálculos pretendidos.

A tabela 6.12 mostra o resultado final do calor disponível após a queima do gás de aterro no queimador do gerador no sistema de absorção calculado. Considera-se que a temperatura de descarga dos produtos da combustão seja no mínimo igual à temperatura esperada da solução no gerador, de 122,5 ^oC conforme cálculos efetuados no anexo A.

Tabela 6.9 – Concentrações de CO_2 e CH_4 no gás do aterro

ano	Volume de CO_2 gerado pelos RD (m^3/ano)	Volume de CH_4 gerado pelos RD (m^3/ano)	Volume de CO_2 gerado pelos LD (m^3/ano)	Volume de CH_4 gerado pelos LD (m^3/ano)	Volume total de CO_2 gerado (m^3/ano)	Volume total de CH_4 gerado (m^3/ano)	% CO_2	% CH_4
2.001	-	-	-	-	-	-	-	-
2.002	410.090,59	441.019,50	2.205,59	2.805,24	412.296,17	443.824,74	48%	52%
2.003	1.137.053,04	1.222.809,27	8.872,41	11.284,64	1.145.925,46	1.234.093,91	48%	52%
2.004	1.675.475,67	1.801.839,58	20.101,75	25.567,01	1.695.577,42	1.827.406,59	48%	52%
2.005	2.021.078,62	2.173.507,81	35.997,16	45.784,06	2.057.075,78	2.219.291,87	48%	52%
2.006	2.169.484,87	2.333.106,82	56.664,58	72.070,52	2.226.149,45	2.405.177,34	48%	52%
2.007	2.218.732,17	2.386.068,34	78.903,93	100.356,31	2.297.636,11	2.486.424,65	48%	52%
2.008	2.269.097,40	2.440.232,09	99.442,62	126.479,05	2.368.540,02	2.566.711,14	48%	52%
2.009	2.320.605,91	2.495.625,36	118.241,87	150.389,43	2.438.847,78	2.646.014,79	48%	52%
2.010	2.373.283,66	2.552.276,06	135.262,27	172.037,34	2.508.545,93	2.724.313,39	48%	52%
2.011	2.427.157,20	2.610.212,72	150.463,45	191.371,41	2.577.620,65	2.801.584,13	48%	52%
2.012	2.482.253,67	2.669.464,55	163.804,11	208.339,12	2.646.057,78	2.877.803,67	48%	52%
2.013	2.538.600,83	2.730.061,40	175.242,02	222.886,76	2.713.842,84	2.952.948,16	48%	52%
2.014	2.596.227,06	2.792.033,79	184.733,98	234.959,39	2.780.961,04	3.026.993,18	48%	52%
2.015	2.655.161,42	2.855.412,96	192.235,82	244.500,83	2.847.397,24	3.099.913,79	48%	52%
2.016	2.715.433,58	2.920.230,83	197.702,36	251.453,62	2.913.135,95	3.171.684,45	48%	52%
2.017	2.202.820,44	2.368.956,55	199.101,71	253.233,41	2.401.922,15	2.622.189,96	48%	52%
2.018	1.247.888,04	1.342.003,41	194.355,81	247.197,20	1.442.243,85	1.589.200,61	48%	52%
2.019	558.400,64	600.515,06	183.325,17	233.167,56	741.725,81	833.682,62	47%	53%
2.020		150.971,54	165.867,14	210.963,04	165.867,14	361.934,58	31%	69%
2.021		-	141.835,80	180.398,07	141.835,80	180.398,07	44%	56%
2.022			115.714,70	147.175,18	115.714,70	147.175,18	44%	56%
2.023			92.089,04	117.126,18	92.089,04	117.126,18	44%	56%
2.024			71.015,69	90.323,41	71.015,69	90.323,41	44%	56%
2.025			52.552,48	66.840,44	52.552,48	66.840,44	44%	56%
2.026			36.758,66	46.752,60	36.758,66	46.752,60	44%	56%
2.027			23.694,82	30.136,96	23.694,82	30.136,96	44%	56%
2.028			13.422,94	17.072,36	13.422,94	17.072,36	44%	56%
2.029			6.006,38	7.639,40	6.006,38	7.639,40	44%	56%
2.030			1.509,97	1.920,51	1.509,97	1.920,51	44%	56%
TOTAL:	36.018.844,81	38.886.347,64	2.917.124,26	3.710.231,04	38.935.969,07	42.596.578,68	48%	52%

Tabela 6.10 – Dados de entrada para cálculo de combustão com o programa WinComb

Fração molar de CO_2	48%
Fração molar de CH_4	52%
Excesso de ar	7%

unesp

Tabela 6.11 – Resultados da combustão do gás de aterro, obtidos com o programa WinComb

Componente	Concentração (%)
CO_2	15,88
H_2O	16,51
O_2	1,16
N_2	66,46
Outras informações	
Relação massa de produto úmido por quilograma de gás (kg/kg)	6,191
Massa molecular do produto úmido (kg/kmol)	28,94
PCI (MJ/Nm^3)	18,583

Obviamente, a temperatura de saída dos produtos da combustão pode estar a temperaturas superiores aos 122,5 ^oC usado nos cálculos, assim como, a transferência de calor entre o queimador e o gerador apresenta perdas relacionadas à eficiência da troca térmica. O calor necessário para elevar a temperatura dos produtos da combustão, de 25^oC (temperatura de referencia do *PCI*) até a temperatura de descarga dos produtos da combustão representa a parcela indisponível do poder calorífico do gás. O calor disponível, portanto, será:

$$q_t = m \cdot [P.C.I.] - \sum m_j \cdot c_j \cdot \Delta T \qquad (6.1)$$

Na equação apresentada, m_j representa os fluxos mássicos dos produtos e c_j seus respectivos calores específicos, "m" o fluxo mássico de gás a ser queimado e ΔT a diferença entre a temperatura de saída dos produtos da combustão e a temperatura de referencia para o P.C.I. que é de 25^oC. Considera-se também, que o ar usado na queima, é fornecido a 25^oC, não tendo, portanto, influência no calor fornecido pelo combustível.

Tabela 6.12 – Calor disponível pela queima do gás

Ano	Combustível			Produtos da combustão						Calor disponível (kJ/s)
	Massa captada de CO2 (kg/s)	Massa captada de CH4 (kg/s)	Calor fornecido pelo gás (KJ/s)	CO_2 (kg/s)	H_2O (kg/s)	O_2 (kg/s)	N_2 (kg/s)	Massa total (kg/s)	Calor perdido (kJ/s)	
2.001	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2.002	0,0167	0,0065	326,90	0,0347	0,0147	0,0018	0,0923	0,1436	14,99	311,91
2.003	0,0463	0,0182	908,98	0,0964	0,0410	0,0051	0,2566	0,3991	41,66	867,32
2.004	0,0685	0,0269	1.345,99	0,1426	0,0607	0,0076	0,3798	0,5906	61,66	1.284,33
2.005	0,0831	0,0327	1.634,63	0,1731	0,0736	0,0092	0,4609	0,7168	74,83	1.559,80
2.006	0,0899	0,0354	1.771,55	0,1874	0,0797	0,0100	0,4990	0,7760	81,01	1.690,53
2.007	0,0928	0,0366	1.831,39	0,1935	0,0823	0,0103	0,5152	0,8013	83,65	1.747,74
2.008	0,0957	0,0378	1.890,53	0,1995	0,0849	0,0106	0,5313	0,8263	86,27	1.804,26
2.009	0,0985	0,0390	1.948,94	0,2055	0,0874	0,0109	0,5473	0,8511	88,86	1.860,08
2.010	0,1013	0,0401	2.006,61	0,2114	0,0899	0,0112	0,5631	0,8757	91,42	1.915,19
2.011	0,1041	0,0412	2.063,52	0,2173	0,0924	0,0115	0,5787	0,9000	93,96	1.969,56
2.012	0,1069	0,0424	2.119,66	0,2231	0,0949	0,0119	0,5942	0,9241	96,47	2.023,19
2.013	0,1096	0,0435	2.175,01	0,2289	0,0973	0,0122	0,6095	0,9479	98,96	2.076,05
2.014	0,1123	0,0446	2.229,55	0,2345	0,0998	0,0125	0,6246	0,9714	101,42	2.128,13
2.015	0,1150	0,0456	2.283,26	0,2402	0,1021	0,0128	0,6396	0,9947	103,85	2.179,41
2.016	0,1177	0,0467	2.336,12	0,2457	0,1045	0,0131	0,6544	1,0177	106,24	2.229,88
2.017	0,0970	0,0386	1.931,39	0,2027	0,0862	0,0108	0,5400	0,8397	87,67	1.843,72
2.018	0,0583	0,0234	1.170,54	0,1221	0,0519	0,0065	0,3251	0,5056	52,78	1.117,75
2.019	0,0300	0,0123	614,05	0,0631	0,0269	0,0034	0,1681	0,2615	27,30	586,75
2.020	0,0067	0,0053	266,59	0,0180	0,0076	0,0010	0,0479	0,0745	7,77	258,81
2.021	0,0057	0,0027	132,87	0,0125	0,0053	0,0007	0,0334	0,0519	5,42	127,45
2.022	0,0047	0,0022	108,40	0,0102	0,0043	0,0005	0,0272	0,0424	4,42	103,98
2.023	0,0037	0,0017	86,27	0,0081	0,0035	0,0004	0,0217	0,0337	3,52	82,75
2.024	0,0029	0,0013	66,53	0,0063	0,0027	0,0003	0,0167	0,0260	2,71	63,81
2.025	0,0021	0,0010	49,23	0,0046	0,0020	0,0002	0,0124	0,0192	2,01	47,22
2.026	0,0015	0,0007	34,44	0,0032	0,0014	0,0002	0,0087	0,0135	1,40	33,03
2.027	0,0010	0,0004	22,20	0,0021	0,0009	0,0001	0,0056	0,0087	0,91	21,29
2.028	0,0005	0,0003	12,57	0,0012	0,0005	0,0001	0,0032	0,0049	0,51	12,06
2.029	0,0002	0,0001	5,63	0,0005	0,0002	0,0000	0,0014	0,0022	0,23	5,40
2.030	0,0001	0,0000	1,41	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,06	1,36



6.2. ANÁLISE FLUIDOTÉRMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA

Utilizando-se os dados obtidos no dimensionamento de câmara de estocagem de alimentos, no anexo A, foi efetuada a análise fluido-térmica de um sistema de refrigeração por absorção, com o objetivo de atender a demanda dessa câmara. Como visto no anexo A, a carga térmica de refrigeração requerida para a câmara de estocagem de carne congelada é de $682\frac{kJ}{s}$.

O sistema de refrigeração por absorção dimensionado neste tópico teve sua capacidade acrescida de três por cento para compensar as perdas de calor nos cascos do gerador a altas temperaturas e ganhos de calor através do isolamento do evaporador conforme sugerido no item 4.2.7.

O primeiro passo na resolução deste problema é a determinação do ponto de funcionamento do sistema, mais especificamente, as pressões de trabalho tanto do lado de alta pressão como do lado de baixa pressão.

Tomando como referência o circuito mostrado na figura 4.12., na saída do condensador (ponto 8), tem-se o líquido condensado saturado (amônia). A temperatura do fluido neste ponto usualmente é fixada em torno de 40^oC. Com esta informação determinou-se a pressão de trabalho da parte do sistema que opera em alta pressão, assim como as demais características do fluido neste ponto.

Usando-se a tabela B.1 do anexo B determinaram-se as seguintes propriedades para o líquido saturado:

$$p = 1557{,}0 \quad kPa$$

$$h_{l_{(8)}} = 390{,}587 \quad \frac{kJ}{kg}$$

Ao atingir o evaporador, a amônia expandirá, sendo então definidas as características de operação do setor de baixa pressão do sistema. A pressão deste setor foi fixada em função da temperatura requerida no evaporador.

unesp

Esta temperatura, conforme estabelecida no Anexo A, será de $-18^{o}C$. Da mesma forma, pela tabela B.1 do anexo B, determinaram-se as características do fluido referentes à temperatura de trabalho que agora é de $-18^{o}C$. Nesse ponto (ponto 10 da figura 4.12), a entalpia do vapor saturado, $h_{v_{10}}$, é de 1439,94 $\frac{kJ}{kg}$, e a pressão de saturação é de 208,26 *KPa*. Esquematicamente, tem-se a situação mostrada na figura 6.5.

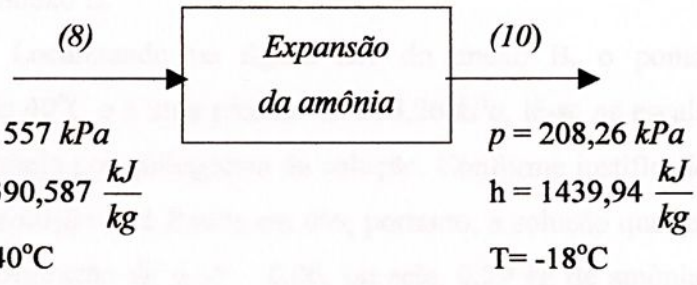


Figura 6.5 – Condições da amônia antes e depois da expansão

Como não existe variação de fluxo de massa entre o ponto 8 e o ponto 10, para satisfazer o balanço de energia, alguma energia externa deve ser adicionada ao sistema. Esse acréscimo de energia ocorre através da retirada de calor do meio em torno do evaporador. Esse processo corresponde ao resfriamento do meio.

A carga térmica de refrigeração é de 682 *kW*, ou em outras palavras, necessita-se retirar 682 *kW* de calor do meio a ser refrigerado, acrescentado em 3%, totalizando 702,46 *kW*. Assim, efetuando-se o balanço de energia entre os pontos 8 e 10 da figura 4.12 determina-se a vazão em massa do fluido refrigerante, necessária ao sistema.

Sendo m_8 igual a m_{10}, e igualando-se as equações 4.23 e 4.24, determina-se o fluxo teórico de refrigerante que deverá atravessar o evaporador:

$$m_8 = m_{10} = 0{,}65 \quad \frac{kg}{s}$$

Efetuando-se um acréscimo de três por cento no fluxo de refrigerante, conforme visto em 4.2.7. determinou-se que o fluxo efetivo de amônia através do evaporador deverá ser de 0,67 $\frac{kg}{s}$.

O passo seguinte é a execução do balanço de massa e energia no gerador. No ponto 3 à saída do absorvedor tem-se uma solução saturada de água mais amônia. A temperatura desta solução vai estar ligeiramente acima da temperatura ambiente, sendo fixada em 40^oC. A concentração de amônia na solução é determinada com o auxílio da figura B.1 do anexo B.

Localizando na figura B.1 do anexo B, o ponto correspondente à temperatura de 40^oC e a uma pressão de 208,26 *kPa*, lê-se na escala inferior o valor de 0,35 *kg* de amônia por quilograma de solução. Conforme justificado no tópico 4.2.7., a separação da solução será fixada em 6%, portanto, a solução que retorna ao absorvedor terá uma concentração de 0,35 – 0,06, ou seja, 0,29 *kg* de amônia por quilograma de solução. Obtém-se também deste gráfico a entalpia do líquido saturado, h_{t_3}, que vem a ser de $-50\frac{kJ}{kg}$.

Essa solução líquida será enviada ao gerador através da bomba de solução. Será desprezado o acréscimo de energia inserido pela bomba.

Aplicando-se a equação 4.22, onde:

$m_A =$ 0,35 *kg* de amônia por quilograma de solução

$m_G =$ 0,29 *kg* de amônia por quilograma de solução

determina-se a relação "x":

$x = 11{,}833$

Considerando-se a pressão de 1557 *kPa* e a concentração de 0,29 *kg* de amônia por quilograma de solução, a temperatura da solução deixando o gerador será de aproximadamente $122{,}5^oC$ (obtido por interpolação na figura B.1 do anexo B). Do gerador, o vapor de amônia a $122{,}5^oC$ é encaminhado ao condensador. O balanço de massa e energia no gerador permite determinar a quantidade de calor necessária para o

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

aquecimento e vaporização da solução à temperatura de trabalho deste. Do diagrama da figura B.2 do anexo B, referente às propriedades do vapor de amônia saturado, determina-se h_{t_7}, que equivale a 1725 $\frac{kJ}{kg}$.

A entalpia da solução que retorna ao absorvedor, h_{t_1}, determinada com a utilização da figura B.1 do anexo B, será de 350 $\frac{kJ}{kg}$.

A solução que entra no gerador, pelo ponto 4, estando a 1557 *KPa* e a uma concentração de 0,35 *Kg* de amônia por quilograma de solução apresenta uma entalpia, h_{t_4}, de 270 $\frac{kJ}{kg}$ e temperatura de aproximadamente 107,5 ^oC.

A entalpia no ponto 2, h_{t_2}, é obtida através do balanço de entalpia no trocador de calor, com a utilização da equação 4.26:

$$h_{t_2} = 0{,}46 \frac{kJ}{kg}$$

6.2.1. BALANÇO DE MASSA E ENERGIA DO CONJUNTO GERADOR, TORRE, CONDENSADOR, TROCADOR DE CALOR E SERPENTINA DE REFLUXO

O balanço de massa e energia do conjunto gerador, torre, condensador, trocador de calor e serpentina de refluxo será efetuado com o auxílio da figura 4.13.

Da figura 4.13, e das equações 4.27 e 4.28 e 4.29, o calor que deixa sistema será:

$$q_t = 261{,}69 \quad \frac{kJ}{s}$$

$$q_c = 894{,}06 \quad \frac{kJ}{s}$$

$$q_{wa} = 2540{,}34 \quad \frac{kJ}{s}$$

O total de calor deixando o sistema da figura 4.13, determinado pela equação 4.30 será então:

$$q_t = 3696{,}09 \quad \frac{kJ}{s}$$

Ainda, da figura 4.13 e da equação 4.31, o calor que entra no sistema será:

$$q_f = 2179{,}68 \frac{kJ}{s}$$

O calor a ser fornecido ao gerador, dado pela equação 4.32 será:

$$q_G = 1555{,}50 \quad {}^{kJ}/_{s}$$

6.2.2. BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NO ABSORVEDOR

O calor entrando no absorvedor será dado pela soma do produto do fluxo de massa pela entalpia nos pontos 2 e 11, usando como referência a figura 4.12. Assim:

No ponto 11, utilizando-se a equação 4.33:

$$q_{11} = 964{,}76 \quad \frac{kJ}{s}$$

No ponto 2, pela equação 4.34:

$$q_2 = 3{,}34 \frac{kJ}{s}$$

O calor que deixa o absorvedor, dado pela equação 4.35, sendo que no ponto 3 o fluxo de calor, dado pela equação 4.36 será:

$$q_3 = -396{,}31 \quad \frac{kJ}{s}$$

$$q_A = 1364{,}41 \quad \frac{kJ}{s}$$

6.2.3. BALANÇO GERAL DE CALOR

Calor entrando no sistema:

No evaporador	702,46	$\frac{kJ}{kg}$
No gerador	1.555,50	$\frac{kJ}{kg}$

Calor saindo do sistema:

No condensador	894,06	$\frac{kJ}{kg}$
No absorvedor	1.364,41	$\frac{kJ}{kg}$

Coeficiente de desempenho:

$$COP = \frac{682}{1555{,}50}$$

$$COP = 0{,}438$$

A figura 6.6 apresenta uma comparação entre o calor do gás de aterro disponível para refrigeração comparado com o consumo do queimador. Observa-se por essa figura, o período de aproximadamente 16 anos em que a oferta de calor pelo gás é superior à necessidade do queimador dimensionado para atender a câmara de estocagem exemplificada no anexo A.

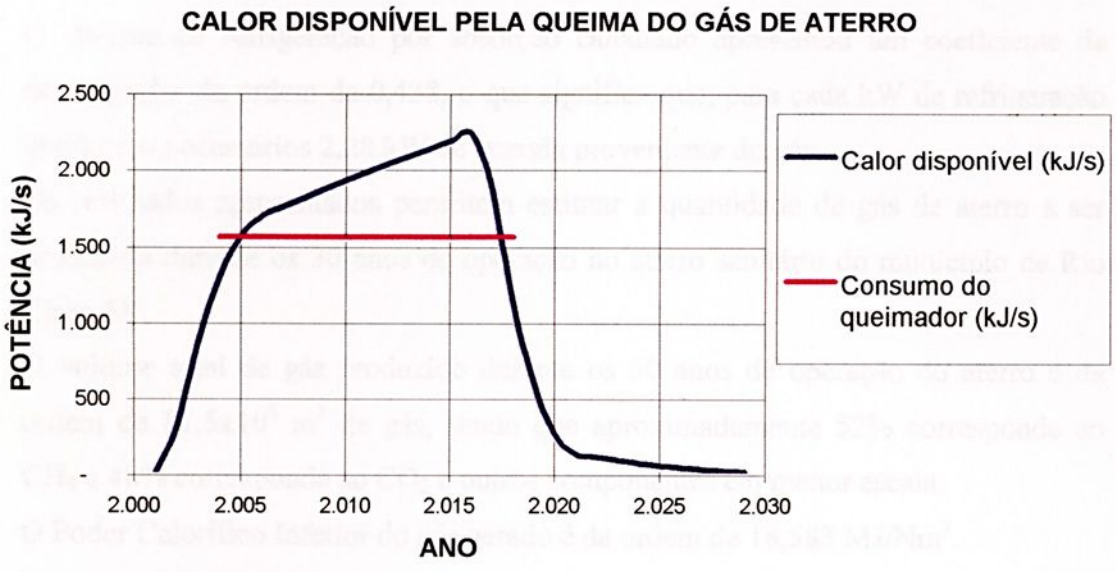


Figura 6.6 – calor disponível pela queima do gás de aterro e consumo do queimador

7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

- O sistema de refrigeração por absorção calculado apresentou um coeficiente de desempenho da ordem de 0,438, o que significa que, para cada kW de refrigeração obtido são necessários 2,28 kW de energia proveniente do gás.
- Os resultados apresentados permitem estimar a quantidade de gás de aterro a ser produzida durante os 30 anos de operação no aterro sanitário do município de Rio Claro-SP.
- O volume total de gás produzido durante os 30 anos de operação do aterro é da ordem de $81{,}5 \times 10^6$ m^3 de gás, sendo que aproximadamente 52% corresponde ao CH_4 e 48% corresponde ao CO_2 e outros componentes em menor escala.
- O Poder Calorífico Inferior do gás gerado é da ordem de 18,583 MJ/Nm^3.
- Nos anos iniciais e finais de operação, a quantidade de energia disponível é muito pequena, inviabilizando talvez o aproveitamento, mas tem-se uma larga faixa central, de aproximadamente 12 anos, em que a disponibilidade de energia é relativamente constante (proporcional ao crescimento populacional).
- Este trabalho demonstra que a refrigeração por absorção pode, em algumas situações, substituir com vantagem os atuais sistemas de refrigeração por compressão, por se utilizar fontes de calor até então rejeitadas para a atmosfera, contribuindo assim, para a economia de energia elétrica e diminuição do potencial poluidor ao meio ambiente, uma vez que não se utiliza o CFC.
- Do resultado obtido verifica-se que do ano de 2005 até o ano de 2017, a disponibilidade líquida de energia é maior que a necessidade do sistema de absorção calculado, mesmo sem ter sido efetuado qualquer processo de enriquecimento do gás.

SUGESTÕES:

- Sugere-se estudos complementares para a determinação precisa da eficiência de captação do gás em aterros.
- Como complemento a este trabalho, sugere-se também, pesquisas que envolvam medições da produção real de gás do aterro, com a finalidade de se comparar aos resultados teóricos obtidos neste trabalho.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

- Dentro do quadro atual de aumento da demanda por energia, qualquer sistema alternativo, que faça o aproveitamento de excedentes de calor pode e deve ser objetivo de investigação científica.
- A refrigeração de alimentos é apenas uma das possibilidades da utilização de gás de aterro em sistemas de refrigeração por absorção. Outras formas de utilização podem e devem ser futuramente pesquisadas.
- O aproveitamento energético do gás de aterro em sistemas de refrigeração por absorção constitui um ramo de pesquisa a ser mais detalhadamente explorado.

unesp

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALTHOUSE A. D., TURNQUIST C. M., BRACCIANO A. F. MODERN REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING. The Goodheart-Wilcox Company, INC., 1996.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEAT, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERING INC. U.S.A ASHRAE Handbook Equipment, 1985, cap. 14.1.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEAT, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERING INC. U.S.A. ASHRAE Fundamentals Handbook, Thermal Properties of Foods, , 1989, cap. 27 e 30.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEAT, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERING INC. U.S.A., Refrigeration Systems and Applications. ASHRAE Handbook, 1990, cap. 27.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-6023/89. Referências Bibliográficas. Rio de Janeiro,1985.

BARRERAS, A. L. M., PUJOL, R. O., La Combustion, Grupo Editorial Ceac S.A., Espanha, 1996.

BERRIOS, M.R. O lixo domiciliar: a produção de resíduos sólidos em cidades de porte médio e a organização do espaço, o caso de Rio Claro, SP. Rio Claro (Dissertação – Mestrado) – Instituto de Geociências e Ciências Exatas, Universidade Estadual de São Paulo 1986, 175p

BOWEMAN, F. R. et alli. A Case Study of the Los Angeles Country Palos Verdes Landfill Gas Developmento Project, Ecological Research Series. EPA – 600/3-47, 1977.

CANTANHEDE, A. G. La Recuperacion de Gas en los Vertedoros Controlados, Anais do Congress ATEGRUS, Bilbao-ES, 1979.

CHERNEEVA, L. I. Study of thermal properties of foods, report of VNIKHI (Scientific Research Institute of the Refrigeration Industry) gostorgisdat, Moscou, U.R.S.S. 1956.

CLELAND, A. C., EARLE, R. L. Prediction of freezing times for foods in rectangular packages. Journal of Food Science, 44, 964-970, 1979.

CLELAND, A. C. Food Refrigeration Processes; Analysis, Design and Simulation. Elsevier Applied Science, London, 1990

CLELAND, A. C., ÖZILGEN S. Thermal design calculations for food freezing equipment – past, present and future. Elsevier Applied Science, London, 1998

CLELAND, A. C. Package design for refrigerated food-the need for mutidisciplinary project teams. Trends in Food Science and Techinology, 7, 269-271, 1996.

CREDER, H. Instalações elétricas. 4. ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1976.

FOUTHY, K. Europe Warms to Biogas, Chemical Engineering, may, 1993.

GOMES, I. C., SOUZA, L. F., ALMEIDA, R. T. Taxas de Produção de Gás de aterro – Estudo de Produção teórica de Gás de aterro em Aterros Sanitários – SETEPLA ENGENHARIA DE PROJETO S/A E COMPANHIA DE GÁS DE SÃO PAULO, 1984.

GRANK, J. The mathematics of diffusion, Clarendon Press, Oxford, 1956.

HAMADA, J., SILVA, C.L. & OJIMA, M.K. Análise Térmica de um Pós-Queimador para Sistemas de Incineração de Lixo Hospitalar, III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Belém, 1994.

HAMADA, J., SILVA, C.L., OJIMA, M. K. Domestic Solid Walte Treatment Integrated System-Landfill+Incinerator, FIRST INTERNATIONAL THERMAL ENERGY CONGRESS – Marrakesh – MARROCOS, 1993.

HELD, A., CORNET, C. Aprovechamiento Energetico de Los Gases de Vertedero, Revista Residuos, n° 23, Ano V, Bilbao-ES, 1995.

LAPSHIN, A. Heat and temperature conduction of raw fat material and molten fat, Myas. Ind. SSSR, 25, (2), pg. 55-56, 1954.

LAQUIDARA, M. J., LEUCHNER, A. P. Wise, D. L. Procedure for Determining Potencial Gas Quantities in na Existing Sanitary Landfill. PROCEEDINGS OF THE ANAEROBIC TREATMENT IN TROPICAL COUNTRIES INTERNATIONAL, São Paulo, Brasil, 1986.

LAZZARIN, R.M., GASPARELLA A., Longo G. A. Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances Int. J. Refrig. Vol. 19, no. 4, pp. 239-246, 1996.

LAZZARIN, R.M., GASPARELLA A., ROMAGNONI P. Experimental report on the reliability of ammonia-water absorption chillers Int. J. Refrig. Vol. 19, no. 4, pp. 247-256, 1996.

properties and freezing-thawing times of foods. Journal of Food Engineering, 9, 275-304, 1989.

MORLEY, M. J. Thermophysical properties of frozen meat, Meat Research Institute, Langford, pg. 13/1 a 13/4, 1974.

NEVES Fº., L. C. Armazenamento de gêneros e produtos alimentícios, 402 p., Governo do Estado de São Paulo, 1983.

NEVES Fº., L. C. Refrigeração e alimentos, Instituto Brasileiro do Frio, Universidade Estadual de Campinas, 354 p., 1997.

PERSSON, P. O. Influence of plant design and operation or weight loss in cold storage. Annexe 1970-3, International Institute of Refrigeration, p. 63-71, 1970.

PLANK, R. Die gefrierdauer von eisblocken. Zeitschrift fur die gesamte Kalte-Industrie, 20, 109-114, 1913.

RIVAYA, A.; Gutierrez, J.C.; Beyebach, A. De Basura a Energia, Revista Resíduos, no. 23, ano V, 1995.

ROBUR SPA Refrigeratori ad assorbimento a gas (gas absorption chillers) Techinical Brochure, 1994.

SEADE: FUNDAÇÃO SISTEMA ESTADUAL DE ANÁLISE DE DADOS. Perfil municipal – região administrativa de Campinas. São Paulo, SEADE, 145p, 1993[a].

SEADE: FUNDAÇÃO SISTEMA ESTADUAL DE ANÁLISE DE DADOS. Anuário estatístico do Estado de São Paulo. São Paulo, SEADE, 390p, 1993[b].

SEADE: FUNDAÇÃO SISTEMA ESTADUAL DE ANÁLISE DE DADOS. Anuário estatístico do Estado de São Paulo. São Paulo, SEADE. 452p, 1994.

SERVEL-ROBUR <http://www.robur.com>, 2001.

SILVA, C. L. Utilização do gás de aterro de aterros sanitários no tratamento de resíduos incineráveis, Plano de pesquisa, UNESP – Bauru, 1998.

SILVA, C. L., GARCIA E. V., CAIS J. A., QUERALT A. R. Gás de aterro no Aterro Sanitário de Bauru/SP – Geração e aproveitamento, UNESP, Bauru, 1997.

SILVA, C. L., HAMADA, J., KAVAGUTI N., AKUTSU J. Tratamento térmico de resíduos sólidos perigosos (Industriais e Hospitalares). Aplicação às necessidades do município de Bauru, UNESP, Bauru, 1997.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. Refrigeração e ar condicionado, McGraw-Hill, 1985.

TANDEL, R. Y. Contribuição ao estudo da poluição provocada no aqüífero freático e no solo pelo aterro controlado da cidade de Rio Claro, SP. Rio Claro, 169p. (Tese de Doutoramento) – Instituto de Geociências, Universidade de São Paulo, 1998.

TAVARES, A. C., PROCHNOW, C.A.C.; AVERSON, D.; MAIA, D.C.; PEREZ, I. P. Atlas climáticos de Rio Claro – SP. Rio Claro, UNESP/IGCE. 50 p, 1997.

TAVARES, A. C., PROCHNOW, C.A.C.; GROMONI, R.C. Informes Climáticos de Rio Claro – SP. Rio Claro, UNESP/IGCE. 35 p, 1994.

TAVARES, A. C., PROCHNOW, C.A.C.; GROMONI, R.C. – informes climáticos de Rio Claro – SP. Rio Claro, UNESP/IGCE. 35 p, 1995.

TAVARES, A. C., PROCHNOW, C.A.C.; LAZARINI, J. A.; TOMBOLATO, J. O., PENATTI, A. P. R. – Atlas climáticos de Rio Claro – SP. Rio Claro, UNESP/IGCE. 50 p, 1996.

TCHOBANOGLOUS, G., THEISEN, H. & VIGIL, A.V. Integrated Solid Waste Management, McGraw Hill/Interamericana de Espana, 1996.

THRELKELD, J. L. Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, Inc., London, 1970.

TOCCI, A. M. AND MASCHERONI, R. H. Freezing times of prediction by different methods. International Journal of Refrigeration, 17, 445-452, 1994.

TROPPMAIR, H. Aspectos geográficos. In: Rio Claro Sesquicentenária. Rio Claro, Museu Histórico e Pedagógico "Amador Bueno da Veiga", SCCT. P.75 –87, 1978.

WEEKS, R.C.; CARRILO, J.M., Desarrollos Recientes para la Monitorización de Gás de aterro en Vertederos de R.S.U., Revista Resíduos, no. 30, ano VI, 1996.

ZAINE, J. E. Geologia da Formação Rio Claro na Folha Rio Claro (SP). Rio Claro, (Dissertação – Mestrado) – Instituto de Geociências e Ciências Exatas, Universidade Estadual Paulista, 90 p, 1994.

ANEXO A - DIMENSIONAMENTO DE UMA CÂMARA PARA ESTOCAGEM DE ALIMENTO.

Com o objetivo de melhor representar a potencialidade do uso do gás de aterro na produção de frio, apresenta-se a seguir, o dimensionamento de uma câmara de estocagem de alimentos congelados.

Os passos do dimensionamento são os seguintes:

Determinar a carga térmica de uma câmara de estocagem para carne de frango inteiro. Esta câmara deverá ter capacidade para armazenamento do produto para um período de 150 dias.

A produção diária de carne a ser congelada será de 90 toneladas. Para manter o estoque de 150 dias requerido, a câmara de estocagem será dimensionada para uma capacidade total de 13.500 toneladas.

A câmara possuirá as dimensões de 50 metros por 90 metros com altura de 5 metros. Portanto, a área em planta da câmara deverá ser de 4.500 m^2 e o volume desta será 22.500 m^3.

Não será considerada nesta análise a viabilidade da construção da câmara, nas dimensões acima determinadas, bem como, se estas são ou não as dimensões mais eficientes do ponto de vista operacional, ou construtiva. Tais considerações deverão ser objeto de um trabalho mais específico.

Para determinação das perdas térmicas utilizam-se os procedimentos descritos no tópico 4.3.4. Assim, a determinação precisa das espessuras mais econômicas para o isolante e o tijolo deve ser obtida através de análises técnicas e econômicas. Entretanto, observações práticas indicam que as perdas térmicas devidas à transmissão de calor pelas paredes, comumente encontra-se na faixa de 6 a 8 $kcal/hm^2$ (NEVES F°., 1997). Será utilizado o valor extremo do intervalo observado, ou seja, $8\,\frac{kcal}{h \cdot m^2}$, que, em unidades do Sistema Internacional corresponde a $9{,}3\,\frac{J}{s \cdot m^2}$.

A área exposta às perdas por transmissão de calor na câmara é a seguinte:

$$A_1 = (2 \cdot a + 2 \cdot b) \cdot z + a \cdot b \qquad (6.1)$$

Onde:

a = 50 m

b = 90 m

z = 5 m

Então:

$$A_1 = (50 \cdot 2 + 90 \cdot 2) \cdot 5 + 50 \cdot 90 = 5900\ m^2$$

Considerando q = 9,3 $\frac{J}{s \cdot m^2}$, o calor médio perdido por condução será então:

$$q_1 = 9{,}3 \cdot 5900 = 54.870\ \frac{J}{s}$$

O segundo tipo de perda que ocorre é aquela devido à infiltração, ou seja, a entrada de ar externo a cada vez que a porta é aberta. Pelo uso da equação 4.46 e das tabelas 4.5 e 4.6, tem-se:

h_e = entalpia do ar externo = 71,6 $\frac{J}{kg}$

h_i = entalpia do ar interno = -18,8 $\frac{J}{kg}$

v = volume específico do ar externo = 0,88 $\frac{m^3}{kg}$

T_e = temperatura externa = 30°C

T_i = temperatura interna = -18°C

Obs.: a temperatura interna, que corresponde à temperatura de estocagem do produto foi determinada a partir das tabelas C.3 e C.4 do anexo C, de onde se obtém também a informação de que a umidade relativa ideal deve ser de 90 a 95% e o tempo máximo de estocagem que pode ser de 8 a 12 meses.

A tabela 4.5 não fornece um valor preciso do número de trocas de ar necessárias para uma câmara com o volume proposto neste projeto. Será considerado um valor unitário para "n", ou seja, uma troca de ar a cada 24 horas. Assim sendo, a carga térmica de infiltração, determinada pela equação 4.46, será:

$$q_2 = \frac{22.500 \cdot 1 \cdot (71,6 - (-18,8))}{0,88 \cdot 86.400} = 26.757 \frac{J}{s}$$

A terceira parcela da carga térmica é representada pelo produto em si. Ainda das tabelas C.3 e C.4 do anexo C, obtém-se que o calor específico da carne de frango é da ordem de 0,8 $\frac{kcal}{kg°C}$.

Essa carga térmica é determinada com a utilização das equações 4.47 a 4.50, e os dados a serem utilizados são os seguintes:

$T = -2,8\ °C$

$T_1 = 26\ °C$

$T_2 = 0\ °C$

$T_f = -18°C$

$m = 90.000\ \frac{kg}{dia} = 1,042\ \frac{kg}{s}$

$L = 60\ \frac{kcal}{kg} = 251,16\ \frac{kJ}{kg}$

$c_2 = 0,42\ \frac{kcal}{kg°C} = 1,75\ \frac{kJ}{kg°K}$

Então:

$q_1 = 90.697\ \frac{J}{s}$

$q_2 = 100.464\ \frac{J}{s}$

$q_3 = 261.625\ \frac{J}{s}$

unesp

$$q_4 = \quad 27.837 \ \frac{J}{s}$$

Para o caso de congelamento, a soma dos fluxos q_2, q_3 e q_4 representará a carga térmica total para o produto específico. Então, para o congelamento de 90.000 *kg* por dia de carne de frango a $-18^{o}C$, a carga térmica necessária será:

$$q_{prod} = 389.926 \ \frac{J}{s}$$

A carga térmica das embalagens, que é um valor muito pequeno, comparado com a carga térmica do produto, será considerada no final, dentro do fator de segurança.

A seguir, determina-se a carga térmica referente ao calor emitido pelo sistema de iluminação interna da câmara.

Considerando um iluminamento médio de 200 *lux* (CREDER, 1975), e uma área em planta, de 4.500 m^2, determina-se que a iluminação total deverá ser de:

$$I = 200 \cdot 4500 = 900.000 \ lúmens$$

Supondo-se a utilização de lâmpadas fluorescentes de 40*W*, que oferecem em torno de 2350 *lumens* por unidade (CREDER, 1975), o número de lâmpadas utilizadas será:

$$N = \frac{900.000}{2.350} = 385 \ lâmpadas$$

A potência dissipada será:

$$P = 383 \cdot 40 + 10\% = 16.852 \, W \ ; \qquad \textit{O acréscimo de 10\% refere-se à potência dissipada pelos reatores.}$$

Considerando que a utilização da iluminação seja racional, e que o tempo total de permanência de pessoas dentro da câmara corresponda a 10% do período de trabalho, tem-se que:

$$P_{ilum.} = 0{,}1 \cdot P = 1.685{,}2 \frac{J}{s}$$

A presença de pessoas no interior da câmara gera uma carga térmica estimada em 325 *kcal* por hora de permanência, ou 378 *J/s*, de acordo com a tabela 4.9. Supondo o trabalho de 10 pessoas, cada uma num tempo de permanência correspondente a 10% do tempo total, a carga térmica representada pela presença de pessoas no interior da câmara, num período de operação de 24 horas será:

$$q_{pessoas} = 10\ pessoas \cdot 378 \frac{J}{s} \cdot 0{,}1 = 378 \frac{J}{s}$$

Outras cargas devem ser consideradas, como a presença de empilhadeiras, motores de ventiladores, embalagens dos produtos. Como não se tem dados suficientes para determinar essas cargas, será utilizado um fator de segurança de 20% sobre o valor total calculado até agora.

A tabela A.1 apresenta as cargas térmicas calculadas e o total obtido.

Tabela A.1 – Cargas térmicas para câmara de estocagem 50x90x5 metros

ÍTEM	COMPONENTE DA CARGA TÉRMICA	*J/s*
1	Perdas térmicas pela transmissão	54.870
2	Perdas térmicas por infiltração de ar externo	26.757
3	Calor do produto	389.926
4	Iluminação	1.685
5	Presença de pessoas	378
	Subtotal	473.616
6	Fator de segurança (20%)	94.723
	Total	568.339

A maior parcela da carga térmica é representada pelo calor do produto, que equivale a 68,61% da carga térmica total. Portanto, esse item deve ser determinado com a melhor precisão possível.

Os equipamentos não devem trabalhar em ciclo contínuo de 24 horas. Deve ser prevista uma capacidade adicional para compensar eventuais paradas durante o ciclo de trabalho. Na prática, costuma-se dimensionar o equipamento para um ciclo de trabalho de 16 a 22 horas por dia.

Considerando que os equipamentos deverão operar num ciclo de funcionamento 20 horas por dia, a carga térmica calculada acima deverá ser corrigida e a carga térmica horária final será:

$$q = 568.339 \cdot \frac{24}{20} = 682.007 \frac{J}{s} \; ou \; 682 \; kW$$

Portanto, a carga térmica requerida pela câmara de estocagem de carne congelada com as características requeridas será de 682 $\frac{kJ}{s}$.

ANEXO B – PROPRIEDADES DA SOLUÇÃO ÁGUA-AMÔNIA

Figura B.1 - Diagrama entalpia concentração para solução de amônia e água – ASHRAE Fundamentals, 1985

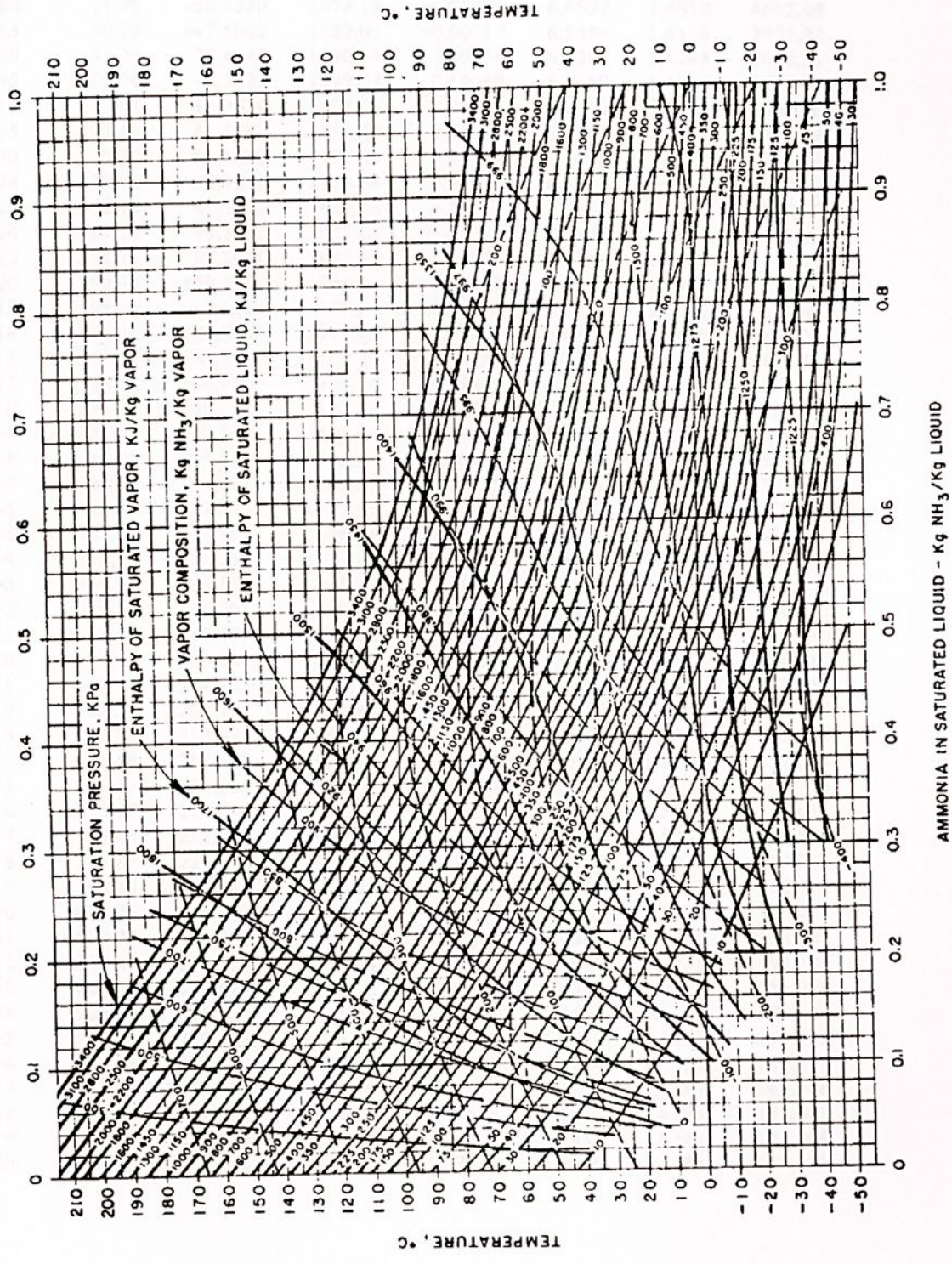


Tabela B.1 - Amônia – propriedades do líquido e vapor saturados, ASHRAE Fundamentals, 1985

		Entalpia, kJ/kg		Entropia, kJ/kg • K		Volume específico, l/kg	
t, °C	P, kPa	h_l	h_v	s_l	s_v	v_l	v_v
-60	21,99	-69,5330	1373,19	-0,10909	6,6592	1,4010	4685,08
-55	30,29	-47,5062	1382,01	-0,00717	6,5454	1,4126	3474,22
-50	41,03	-25,4342	1390,64	0,09264	6,4382	1,4245	2616,51
-45	54,74	-3,3020	1399,07	0,19049	6,3369	1,4367	1998,91
-40	72,01	18,9024	1407,26	0,28651	6,2410	1,4493	1547,36
-35	93,49	41,1883	1415,20	0,38082	6,1501	1,4623	1212,49
-30	119,90	63,5629	1422,86	0,47351	6,0636	1,4757	960,867
-28	132,02	72,5387	1425,84	0,51015	6,0302	1,4811	878,100
-26	145,11	81,5300	1428,76	0,54655	5,9974	1,4867	803,761
-24	159,22	90,5370	1431,64	0,58272	5,9652	1,4923	736,868
-22	174,41	99,5600	1434,46	0,61865	5,9336	1,4980	676,570
-20	190,74	108,599	1437,23	0,65436	5,9025	1,5037	622,122
-18	208,26	117,656	1439,94	0,68984	5,8720	1,5096	572,875
-16	227,04	126,729	1442,60	0,72511	5,8420	1,5155	528,257
-14	247,14	135,820	1445,20	0,76016	5,8125	1,5215	487,769
-12	268,63	144,929	1447,74	0,79501	5,7835	1,5276	450,971
-10	291,57	154,056	1450,22	0,82965	5,7550	1,5338	417,477
-9	303,60	158,628	1451,44	0,84690	5,7409	1,5369	401,860
-8	316,02	163,204	1452,64	0,86410	5,7269	1,5400	386,944
-7	328,84	167,785	1453,83	0,88125	5,7131	1,5432	372,692
-6	342,07	172,371	1455,00	0,89835	5,6993	1,5464	359,071
-5	355,71	176,962	1456,15	0,91541	5,6856	1,5496	346,046
-4	369,77	181,559	1457,29	0,93242	5,6721	1,5528	333,589
-3	384,26	186,161	1458,42	0,94938	5,6586	1,5561	321,670
-2	399,20	190,768	1459,53	0,96630	5,6453	1,5594	310,263
-1	414,58	195,381	1460,62	0,98317	5,6320	1,5627	299,340
0	430,43	200,000	1461,70	1,00000	5,6189	1,5660	288,880
1	446,74	204,625	1462,76	1,01679	5,6058	1,5694	278,858
2	463,53	209,256	1463,80	1,03354	5,5929	1,5727	269,253
3	480,81	213,892	1464,83	1,05024	5,5800	1,5762	260,046
4	498,59	218,535	1465,84	1,06691	5,5672	1,5796	251,216
5	516,87	223,185	1466,84	1,08353	5,5545	1,5831	242,745
6	535,67	227,841	1467,82	1,10012	5,5419	1,5866	234,618
7	555,00	232,503	1468,78	1,11667	5,5294	1,5901	226,817
8	574,87	237,172	1469,72	1,13317	5,5170	1,5936	219,326
9	595,28	241,848	1470,64	1,14964	5,5046	1,5972	212,132
10	616,25	246,531	1471,57	1,16607	5,4924	1,6008	205,221
11	637,78	251,221	1472,46	1,18246	5,4802	1,6045	198,580
12	659,89	255,918	1473,34	1,19882	5,4681	1,6081	192,196
13	682,59	260,622	1474,20	1,21515	5,4561	1,6118	186,058
14	705,88	265,334	1475,05	1,23144	5,4441	1,6156	180,154
15	729,79	270,053	1475,88	1,24769	5,4322	1,6193	174,475
16	754,31	274,779	1476,69	1,26391	5,4204	1,6231	169,009
17	779,46	279,513	1477,48	1,28010	1,4087	1,6269	163,748
18	805,25	284,255	1478,25	1,29626	5,3971	1,6308	158,683
19	831,69	289,005	1479,01	1,31238	5,3855	1,6347	153,804
20	858,79	293,762	1479,75	1,32847	5,3740	1,6386	149,106

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Tabela B.2- Amônia – propriedades do líquido e vapor saturados – continuação, ASHRAE Fundamentals, 1985

		Entalpia, kJ/kg		Entropia, kJ/kg • K		Volume específico, l/kg	
t, °C	P, kPa	h_e	h_v	s_e	s_v	v_e	v_v
21	886,57	298,527	1480,48	1,34452	5,3626	1,6426	144,578
22	915,03	303,300	1481.18	1,36055	5,3512	1,6466	140,214
23	944,18	308,081	1481,87	1,37654	5,3399	1,6507	136,006
24	974,03	312,870	1482,53	1.39250	5,3286	1,6547	131,950
25	1004,6	317,667	1483,18	1,40843	5,3175	1,6588	128,037
26	1035,9	322.471	1483,81	1.42433	5,3063	1,6630	124,261
27	1068,0	327,284	1484,42	1,44020	5,2953	1,6672	120,619
28	1100,7	332,104	1485,01	1,45604	5,2843	1,6714	117,103
29	1134,3	336,933	1485,59	1,47185	5,2733	1,6757	113,708
30	1168,6	341,769	1486,14	1,48762	5,2624	1,6800	110,430
31	1203,7	346,614	1486,67	1,50337	5,2516	1,6844	107,263
32	1239,6	351,466	1487,18	1,51908	5,2408	1,6888	104,205
33	1276,3	356,326	1487,66	1,53477	5,2300	1,6932	101,248
34	1313,9	361,195	1488,13	1,55042	5,2193	1,6977	98,3913
35	1352,2	366,072	1488,57	1,56605	5,2086	1,7023	95,6290
36	1391,5	370,957	1488,99	1,58165	5,1980	1,7069	92,9579
37	1431,5	375,851	1489,39	1,59722	5,1874	1,7115	90,3743
38	1472,4	380,754	1489,76	1,61276	5,1768	1,7162	87,8748
39	1514,3	385,666	1490,10	1,62828	5,1663	1,7209	85,4561
40	1557,0	390,587	1490,42	1,64377	5,1558	1,7257	83,1150
41	1600,6	395,519	1490,71	1,65924	5,1453	1,7305	80,8484
42	1645,1	400,462	1490,98	1,67470	5,1349	1,7354	78,6536
43	1690,6	405,416	1491,21	1,69013	5,1244	1,7404	76,5276
44	1737,0	410,382	1491,41	1,70554	5,1140	1,7454	74,4678
45	1784,3	415,362	1491,58	1,72095	5,1036	1,7504	72,4716
46	1832,6	420,358	1491,72	1,73635	5,0932	1,7555	70,5365
47	1881,9	425,369	1491,83	1,75174	5,0827	1,7607	68,6602
48	1932,2	430,399	1491,88	1,76714	5,0723	1,7659	66,8403
49	1983,5	435,450	1491,91	1,78255	5,0618	1,7712	65,0746
50	2035,9	440,523	1491,89	1,79798	5,0514	1,7766	63,3608
51	2089,2	445,623	1491,83	1,81343	5,0409	1,7820	61,6971
52	2143,6	450,751	1491,73	1,82891	5,0303	1,7875	60,0813
53	2199,1	455,913	1491,58	1,84445	5,0198	1,7931	58,5114
54	2255,6	461,112	1491,38	1,86004	5,0092	1,7987	56,9855
55	2313,2	466,353	1491,12	1,87571	4,9985	1,8044	55,5019

unesp

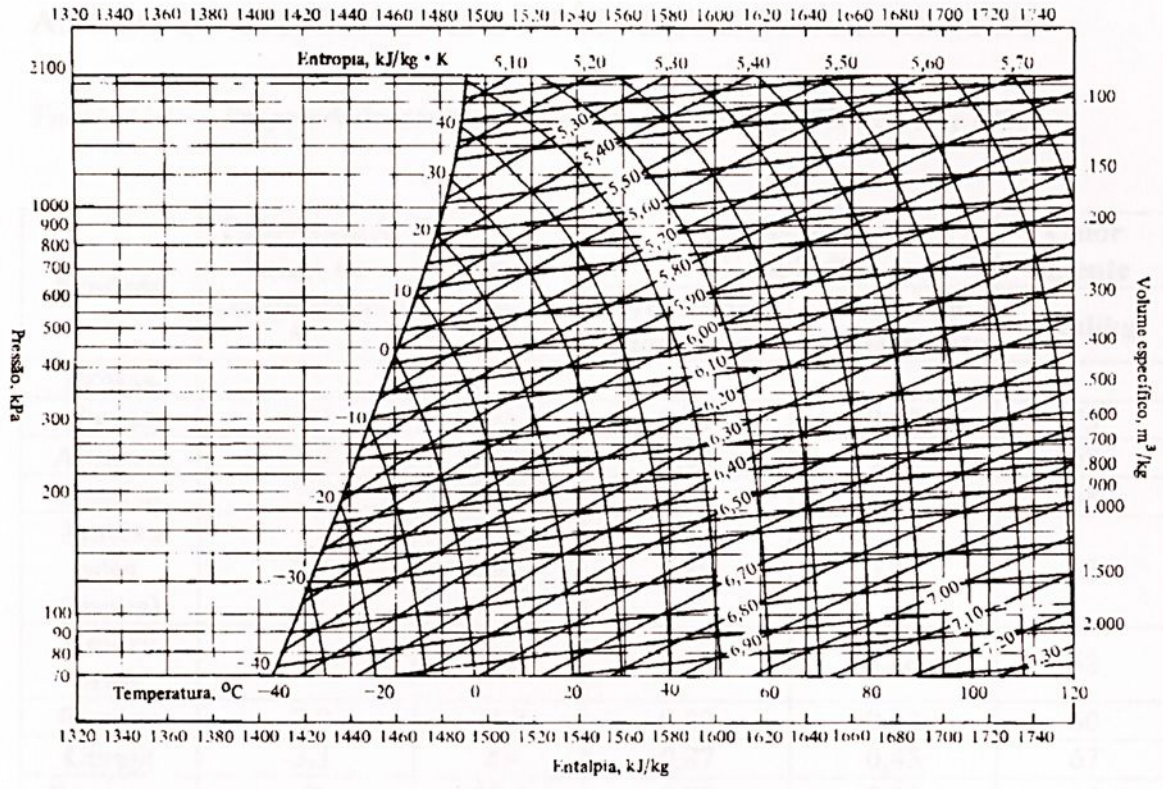


Figura B.2 – Diagrama pressão-entalpia do vapor de amônia saturado, STOECKER, 1985

ANEXO C – PROPRIEDADES TÉRMICAS DE ALIMENTOS

Tabela C.1 – Propriedades térmicas de frutas e hortaliças (NEVES Fº., 1983)

Produto	Temperatura Inicio de Congelamento °C	Água %	Calor específico Kcal/kg°C		Calor latente
			Acima do congelamento	Abaixo do congelamento	Kcal/kg
Frutas					
Abacate	-2,7	94	0,91	0,49	75
Abacaxi	-1,4	85,3	0,88	0,45	68
Ameixa	-2,2	85,7	0,88	0,45	68
Ameixa sêca (fresca)	-2,2	85,7	0,88	0,45	68
Amora preta	-1,7	85,3	0,88	0,46	68
Banana	-2,2	74,8	0,80	0,42	60
Cereja	-3,3	83	0,87	0,45	67
Damasco	-2	85,4	0,88	0,46	68
Figo (fresco)	-2,7	78	0,82	0,43	62
Figo(sêco)	-	24	0,39	0,27	19
Framboesa	-1	82	0,85	0,45	68
Grapefruit	-2	88,8	0,91	0,46	70
Groselha	-1	84,7	0,88	0,45	67
Laranja	-2,2	87,2	0,90	0,46	69
Limão	-2,2	89,3	0,92	0,46	71
Lima	-1,7	86	0,89	0,46	68
Maçã	-2	84,1	0,86	0,45	67
Manga	0	93	0,90	0,46	74
Melancia	-1,5	92,1	0,97	0,48	
Melão	-1,7	92,7	0,94	0,48	
Morango	-1,2	90	0,92	0,47	72
Nectarina	-1,7	82,9	0,90	0,49	66
Pera	-2	83,5	0,86	0,45	65
Pêssego	-1,4	86,9	0,90	0,46	69
Romã	-2,2	77	0,87	0,48	62
Tâmara fresca	-2,7	78	0,82	0,43	62
Tâmara sêca	-20	20	0,36	0,26	16
Tangerina	-2,2	87,3	0,93	0,51	70
Uva	-3,2	81,7	0,86	0,44	64

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Tabela C.2 – Propriedades fisicas de frutas e hortaliças (cont.) (Neves Fº., 1983)

Produto	Temperatura Inicio de Congelamento °C	Agua %	Calor específico Kcal/kg°C		Calor latente
			Acima do congelamento	Abaixo do congelamento	Kcal/kg
Hortaliças					
Abóbora	-1	91	0,92	0,47	72
Aipo	-1,3	94	0,95	0,48	75
Alcachofra	-1,6	84	0,87	0,45	67
Alface	-0,5	95	0,96	0,48	76
Batata	-2	78	0,82	0,43	62
Batata doce	-2	69	0,75	0,40	54
Beterraba	-0,5	88	0,90	0,46	70
Brócolis	-1,5	90	0,92	0,47	72
Cebola	-1	88	0,90	0,46	69
Cenoura	-1,5	93	0,94	0,48	73
Chicória	-0,6	93	0,94	0,48	73
Cogumelo	-1	91	0,93	0,47	72
Couve de Bruxelas	-0,5	85	0,88	0,46	68
Couve flor	-1	92	0,93	0,47	73
Ervilha verde	0	74	0,79	0,42	59
Espinafre	-1	93	0,94	0,48	73
Pimentão doce	-1	93	0,94	0,47	73
Rábano	-3	73	0,78	0,42	58
Rabanete	-1	93	0,95	0,48	74
Repolho	-1	92	0,94	0,47	73
Repolho crespo	-0,7	87	0,89	0,46	69
Ruibarbo	-2	95	0,96	0,48	74
Tomate verde	0,9	95	0,95	0,48	74
Tomate amadurecendo	0,9	94	0,95	0,48	74
Vagem	-1,3	89	0,91	0,47	71

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Tabela C.3 – Propriedades térmicas de carne e outros produtos (NEVES Fº., 1983)

Produto	Temperatura Inicio de Congelamento °C	Água %	Calor específico Kcal/kg°C		Calor latente
			Acima do congelamento	Abaixo do congelamento	Kcal/kg
Carnes					
Bovina					
Carne fresca	-1,7	60-77	0,7-0,8	0,39-0,43	50-62
Carne gorda	-1,7	49	0,61	0,35	39
Fígado	-1,7	70	0,77	0,41	56
Vitela	-1,7	66	0,74	0,40	53
Porco					
Carne fresca	-2,2	32-44	0,48-0,57	0,30-0,33	26-33
Presunto	-1,7	56	0,66	0,37	45
Bacon	-1,7	19	0,38	0,26	16
Lingüiça	-1,7	38	0,53	0,31	31
Carneiro					
Carne fresca	-1,7	60-70	0,69-0,77	0,38-0,41	49-56
Aves					
Frango	-2,8	74	0,88	0,42	60
Galinha	-2,8	74	0,80	0,42	60
Peru	-2,8	64	0,72	0,39	52
Pato	-2,8	69	0,76	0,41	56
Coelho					
Carne fresca	-	68	0,75	0,40	55
Pescado					
Bacalhau	-2,2	81	0,85	0,44	66
Arenque	-2,2	61	0,70	0,38	49
Salmão	-2,2	64	0,72	0,39	52
Atum	-2,2	70	0,77	0,40	56
Crustáceos					
Camarão	-2,2	76	0,84	0,44	64
Lagosta	-2,2	79	0,83	0,44	63
Ostra limpa	-2,2	87	0,89	0,46	70
Leite e derivados					
Leite integral	0,5	87	0,93	0,46	70
Leite em pó	-	2	0,26	0,21	16
Manteiga	-15 a -1	16	0,36	0,25	13
Sorvete c/ 10% de gordura	-6	63	0,70	0,39	49
Queijo					
Prato	-13	37	0,52	0,31	30
Camenbert	-8	60	0,70	0,40	48
Suíço	-10	55	0,64	0,36	44

unesp

Tabela C.4 - Propriedades térmicas de carne e outros produtos (cont.) (NEVES Fº, 1983)

Produto	Temperatura Inicio de Congelamento °C	Agua %	Calor específico kcal/kg°C		Calor latente
			Acima do congelamento	Abaixo do congelamento	kcal/kg
Ovos					
Em casca	2,2	66	0,73	0,40	54
Liquido					
Gema	-2,2	55	0,65	0,36	45
Clara	-	88	0,90	0,46	71
Albúmem em pó	-	5-8	0,26	0,22	7
Diversos					
Açúcar	-	36	0,49	0,31	29
Cerveja	-2,2	92	1,0	-	-
Chocolate	35-30	55	0,55	0,30	22
Massa					
Fermento	-	71	0,77	0,41	57
Margarina	-	16	0,32	0,25	13
Mel	-	18	0,35	0,26	15
Oleo vegetal	-	-	0,32	0,25	13
Suco laranja	-	89	0,91	0,47	72

T 1007

Tabela C.5 – Calor de respiração de frutas (NEVES Fº, 1983)

Frutas	Calor de respiração kcal/ton . 24h					
	0°C	2°C	5°C	10°C	15°C	20°C
Abacaxi (maduro)	-	-	826-937	1361-1461	1562-1663	1713-1814
Ameixa amarela	358-403	443-484	746-1310	1260-2117	1613-3528	2721-4435
Amora	968-1411	1209-2117	1764-2822	3225-5846	4334-8971	8064-12096
Banana verde	-	-	453-1058	826-2036	1240-2973	1814-3225
Banana madura	-	-	826-1209	1361-2419	1814-3427	2016-5040
Cereja	322-443	363-645	574-957	796-2012	1663-3427	3225-4536
Damasco	322-353	393-554	685-1159	1310-2117	1814-3225	2822-4133
Framboesa	978-1915	1108-2419	1713-3427	3024-5846	4536-12096	7056-15120
Grapefruit	101-221	151-262	221-312	383-524	675-887	1058-1159
Groselha	292-423	403-615	494-937	736-1814	1613-3931	2520-6653
Laranja	101-221	131-262	221-393	433-726	756-1159	1401-1431
Limão	121-201	151-272	221-403	353-675	494-978	645-1209
Maçã						
Variedade precoce	201-358	292-433	322-655	857-1260	1109-1915	1209-2520
Variedade tardia	111-222	222-282	282-433	423-645	574-1209	907-1521
Morango	705-968	836-1310	907-1915	1814-3629	2721-5040	3629-6249
Noz	50	50	101	201	201	302
Pera						
Variedade precoce	161-302	272-544	453-957	605-1310	2117-3326	2419-5544
Variedade tardia	161-221	222-463	363-1260	484-1159	1713-2621	2016-4536
Pêssego	262-393	363-453	524-847	1310-1915	1814-2721	2923-3780
Uva	101-201	242-353	342-504	494-756	746-1008	1008-1613

unesp

Tabela C.6 – Calor de respiração de hortaliças (NEVES Fº., 1983)

Hortaliças	Calor de respiração kcal/ton . 24h					
	0°C	2°C	5°C	10°C	15°C	20°C
Alface	655-802	706-907	857-1058	1462-2117	2268-3931	5242-7056
Alho	454	665	958	1462	2671	3175
Alho porro	736-1109	1210-2318	2671-3175	5695-5947	8719-10029	11290-12298
Batata	222-544	222-504	252-403	353-454	403-756	504-907
Beterraba	242-403	302-585	655-706	1058-1260	1462-2419	3074-4435
Cebola	242-403	262-443	323-524	474-706	655-958	958-1210
Cenoura	202-585	454-706	585-806	655-907	1512-2016	1865-2822
Chicória	2218-2772	2772-2974	3830-4234	5191-5796	6854-7862	10685-11491
Cogumelo	2369-2520	2570-2722	3074-3326	5040-5242	9677-10080	12499-13205
Couve de Bruxelas	1008-1411	1159-1613	2016-2822	3476-4738	5191-6149	10181-10786
Couve fresca	958-1310	1209-1411	1562-1814	3226-3780	5393-6098	8064-9072
Couve flor	504-1310	726-1462	1109-1613	2570-2873	4032-5645	6350-8366
Ervilha	1814-2167	2419-2974	3226-3931	4133-5544	7560-9576	11894-13406
Espinafre	1260-1714	1613-2470	2671-4133	4334-6502	8820-10886	13104-18648
Feijão verde	1184-1462	1613-1714	2167-2520	3377-4284	5494-8568	8215-11995
Feijão em fava	403-605	736-907	1159-1562	2218-3024	3679-5141	6703-8165
Pepino	393-423	403-504	504-706	1058-1260	1966-2520	3175-3629
Pimentão doce	504-685	655-907	1159-1310	1764-2016	2167-2268	2520-2722
Rabanete	383—554	383-605	423-806	1159-1411	2066-2419	3528-3730
Repolho	302-504	353-605	454-857	756-1109	1210-1663	2218-2520
Tomate maduro	282-363	333-403	403-554	655-857	1109-1814	1663-2117

unesp

APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS DO GÁS DO ATERRO DE RIO CLARO

Tabela A.1 - Composição de gás do aterro (% em volume) (TANDEL, 1998)

	% CO_2	% CH4	% N_2	% O_2
Out/90	30,00	58,00	12,00	-
Nov/90	31,00	48,00	21,00	-
Dez/90	36,40	49,10	13,90	0,60
Abr/91	38,00	48,00	13,40	0,60
Mai/91	36,80	44,00	18,80	0,40
Jul/91	37,60	49,10	13,30	-
Ago/91	31,80	48,20	19,40	0,60
Nov/91	37,20	49,00	13,20	0,60
Dez/91	32,00	52,00	15,00	1,00
Jan/92	37,00	42,00	20,20	0,80
Fev/92	33,00	40,00	26,20	0,60
Mar/92	38,20	47,00	14,20	0,60
Abr/92	32,80	46,00	20,80	0,40
Mai/92	36,70	46,00	16,70	0,60
Jun/92	33,80	49,00	16,60	0,60
Ago/92	28,80	46,70	23,70	0,80

unesp

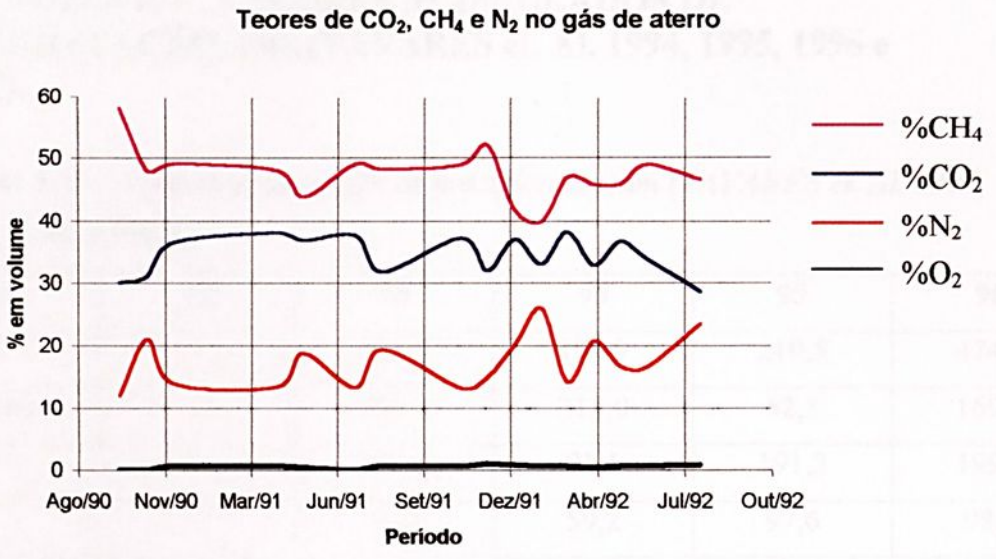


Figura A.1 – Composição do gás de aterro gerado no período de outubro de 1990 a agosto de 1992 no aterro controlado de Rio Claro-SP.

APÊNDICE B – VALORES ACUMULADOS DE PRECIPITAÇÃO, mm (TAVARES et. Al. 1994, 1995, 1996 e 1997).

Tabela B.1 – Valores acumulados de precipitação, mm (TAVARES et. Al. 1994, 1995, 1996 e 1997).

Mês/ano	92	93	94	95	96
janeiro	-	326,9	194,9	210,5	474,5
fevereiro	-	296,1	213,0	52,3	169,6
março	-	108,6	91,1	191,2	199,6
abril	-	56,3	59,2	97,6	98,0
maio	-	59,1	67,9	97,8	111,1
junho	-	41,0	32,2	30,4	14,4
julho	-	12,1	14,4	48,5	0,0
agosto	-	37,7	0,0	0,0	48,5
setembro	-	135,4	183,1	0,0	27,2
outubro	84,2	38,8	118,8	153,3	176,3
novembro	190,7	130,7	243,2	149,5	213,6
dezembro	77,2	150,7	306,9	164,2	169,6
Total	-	1441,1	1341,6	1672,5	1816,3

unesp

APÊNDICE C – CARACTERÍSTICAS DA PRODUÇÃO DE GÁS EM ATERRO

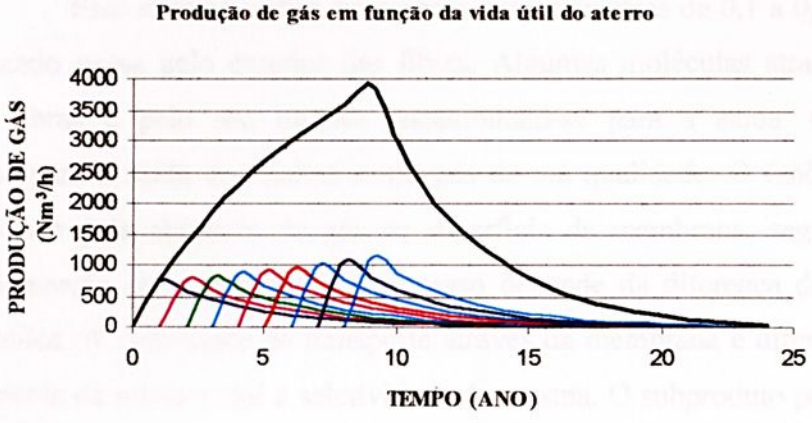


Figura C.1 – Curva típica de produção de gás em função da vida útil do aterro (SILVA, 1998)

APÊNDICE D – PERMEAÇÃO DE GASES

Esse sistema utiliza fibras ocas com diâmetros de 0,1 a 0,5 mm. O gás pressurizado passa pelo exterior das fibras. Algumas moléculas atravessam a parede das fibras e pelo seu interior encaminham-se para a saída. O rejeito encaminha-se para a saída de rejeitos como gás de má qualidade. O fenômeno da separação ocorre pela absorção do gás na superfície da membrana, seguida pela difusão, e dessorção ou evaporação. O processo depende da diferença de pressão transmembranica. A velocidade de transporte através da membrana é diferente para cada componente da mistura, daí a seletividade da mesma. O subproduto pode ainda conter uns 25% de metano.

Este processo resulta em:

- Eliminação de substâncias nocivas
- Enriquecimento do metano

Vantagens do processo de permeação de gases:

- Processo muito simples de baixa manutenção;
- Estrutura modular que torna o sistema flexível;
- Produto final armazenável a alta pressão.

APÊNDICE E – PLANILHA DE CÁLCULO DA PRODUÇÃO DE CH_4

APÊNDICE E - MODELO TRIANGULAR

Resíduos rapidamente degradáveis

| ano | Quantidade de resíduos depositados (ton.) | Quantidade acumulada de resíduos (ton.) | Parcela referente a resíduos rapidamente degradáveis (32,1%) | volume mesmo de metano gerado | CH4 gerado pelos RD no ano | ano de operação | | |

Resíduos lentamente degradáveis
ano de operação
ano

Biblioteca – UNESP – Bauru – 02/08/2002
Aquisição: D Proc. 094/44/01/02
Depto. : FE R$ 10,00
Procedência: Seção Pós-Graduação/FE
Incorporado em: 15/9/2002

0810001007

