

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE CALOR ÁGUA-
ÁGUA ACIONADA A BIOGÁS PARA UTILIZAÇÃO EM
PROCESSOS DE AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO EM
SISTEMAS DE PRODUÇÃO DE LEITE**

RODRIGO APARECIDO JORDAN

CAMPINAS
SETEMBRO DE 2005

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE CALOR ÁGUA-
ÁGUA ACIONADA A BIOGÁS PARA UTILIZAÇÃO EM
PROCESSOS DE AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO EM
SISTEMAS DE PRODUÇÃO DE LEITE**

Tese de doutorado submetida à banca
examinadora para obtenção do título de Doutor em
Engenharia Agrícola, na área de concentração em
Construções Rurais e Ambiente.

RODRIGO APARECIDO JORDAN

Orientador: Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez

CAMPINAS
SETEMBRO DE 2005

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

J761d Jordan, Rodrigo Aparecido
Desenvolvimento de uma bomba de calor água-água
acionada a biogás para utilização em processos de
aquecimento e resfriamento em sistemas de produção de
leite / Rodrigo Aparecido Jordan .--Campinas, SP:
[s.n.], 2005.

Orientador: Luís Augusto Barbosa Cortez.
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Recuperação de calor. 2. Biogás. 3. Energia -
Conservação. Leite – Resfriado. I. Cortez, Luís
Augusto Barbosa. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. III.
Título.

Titulo em Inglês: Development of a water-to-water heat pump worked with
biogas for using in process of heating and cooling in milk
production systems.

Palavras-chave em Inglês: Recovery of heat, biogas, Energy-Conservation,
Cooling milk

Área de concentração: Construções Rurais e Ambiente.

Titulação: Doutor em Engenharia Agrícola.

Banca examinadora: Jorge de Lucas Junior, José Luiz Pereira Brittes, Sílvia
Azucena Nebra de Pérez e Vivaldo Silveira Junior.

Data da defesa: 16/09/2005

A regra de ouro - “Tudo o que vocês desejam que os outros façam a vocês, façam vocês também a eles” (Mt 7,12).

Dedicatória

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, que me deu forças, amparo e permitiu aqui chegar.

A Mãe Santíssima Nossa Senhora Aparecida a quem dirigi minhas orações pedindo força e auxílio.

A minha esposa Ednéia por tudo o que ela passou ao meu lado para que eu pudesse chegar até aqui.

Ao meu amado filho João Pedro Jordan, pela alegria que ele me traz.

Aos meus familiares, em especial meus pais.

Agradecimentos

A Faculdade de Engenharia Agrícola da Unicamp

A Fapesp – Fundação de Auxílio a Pesquisa do Estado de São Paulo

Ao Ministério de Minas e Energia

Ao Prof. Luís Augusto Barbosa Cortez

Ao Prof. Lincoln de Camargo Neves Filho

Ao Prof. Jorge de Lucas Jr.

Ao Prof. Vivaldo Silveira Jr.

Ao amigo e técnico do Laboratório de Energia e Termodinâmica Pedro Luís Magna
Fonte

Ao amigo Ricardo Baldassin Jr.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS	viii
LISTA DE FIGURAS	xiv
LISTA DE SIMBOLOS	xx
RESUMO	xxiii
ABSTRACT	xxiv
1. INTRODUÇÃO E JUSTIFICATIVA	1
2. Objetivos	3
3. Revisão Bibliográfica	4
3.1. Aspectos gerais do agronegócio do leite	4
3.2. Aspectos relacionados a qualidade e ao custo do leite	5
3.3. Utilização da energia elétrica	10
3.4. Bombas de calor	14
3.5. Uso da biodigestão anaeróbia	20
4. METODOLOGIA	27
4.1. Dimensionamento e montagem dos protótipos da bomba de calor	27
4.2. Instalação e instrumentação das bombas de calor	43
4.3. Delineamento estatístico experimental	55
4.4. Aplicação das análises energética e exergética nas bombas de calor	69
4.4.1. Determinação do COP para os ensaios variando as condições iniciais de operação	69
4.4.2. Equações gerais de aplicação do balanço energético e exergético para os dados dos ensaios nominais com as bombas de calor	73
4.4.3. Aplicação das equações de balanço energético e exergético para a bomba de calor “B1”	76
4.4.4. Aplicação das equações de balanço energético e exergético para a bomba de calor “B3”	97
4.5. Levantamentos de dados para o estudo de caso	101
4.6. Avaliação econômica	104
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	107
5.1. Dados operacionais obtidos nos testes nominais com as bombas de calor	107
5.2. Análises energética e exergética das bombas de calor “B1” e “B3” nas condições nominais de operação	124

5.3. Resultados dos testes variando as condições iniciais de operação das bombas de calor	160
5.4. Comentários gerais sobre os resultados dos testes com as bombas de calor “B1” e “B3” e resultados estimados com a aplicação das medidas de otimização	174
5.5. Resultados do estudo de caso	179
5.6. Resultados da Avaliação econômica	183
CONCLUSÕES	189
APÊNDICE A	192
APÊNDICE B	222
APÊNDICE C	225
APÊNDICE D	239
APÊNDICE E	245
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	257

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Efeito da temperatura na multiplicação das bactérias no leite em função da higiene das vacas e utensílios de ordenha (contagem bacteriana em placas).....	6
Tabela 2. Relação entre a temperatura de armazenamento e o crescimento bacteriano no leite cru (ufc: unidade formadora de colônia)	7
Tabela 3. Composição do biogás	20
Tabela 4. Estimativa de produção diária de dejetos para diferentes espécies animais	22
Tabela 5. Diferentes substratos para biodigestores e sua conversão em biogás.....	22
Tabela 6. Comparação entre diferentes fontes energéticas e o biogás.	23
Tabela 7. Consumo e pressão do biogás para algumas de suas utilizações.....	24
Tabela 8. Capacidade para os evaporadores dimensionados para as bombas de calor.	28
Tabela 9. Capacidade para os compressores dimensionados para as bombas de calor.	29
Tabela 10. Capacidade dos condensadores dimensionados para as bombas de calor.	29
Tabela 11. Componentes de refrigeração selecionados para a bomba de calor “B1”	30
Tabela 12. Componentes de refrigeração selecionados para a bomba de calor “B2” e “B3” ...	30
Tabela 13. Dados de projeto para as temperaturas iniciais dos reservatórios térmicos e vazão de água no condensador da bomba de calor “B1”.	56
Tabela 14. Dados de projeto para as temperaturas iniciais dos reservatórios térmicos e vazões de água nos trocadores de calor da bomba de calor “B3”.	56
Tabela 15. Níveis inferiores e superiores adotados para os fatores de operação da bomba de calor “B1”.	57
Tabela 16. Níveis inferiores e superiores adotados para os fatores de operação da bomba de calor “B3”.	57
Tabela 17. Matriz de planejamento para a bomba de calor “B1”.....	58
Tabela 18. Matriz de planejamento para a bomba de calor “B3”.....	58
Tabela 19. Matriz de coeficientes de contraste para a bomba de calor “B1”.....	59
Tabela 20. Matriz de coeficientes de contraste para bomba de calor “B3”.....	59
Tabela 21. Aleatorização dos experimentos para a bomba de calor “B1”.	66
Tabela 22. Aleatorização dos experimentos para a bomba de calor “B3”.	66
Tabela 23. Composição volumétrica do gás natural usado nos ensaios	93
Tabela 24. Exergia química padrão de cada componente do combustível.....	94
Tabela 25. Determinação da fração mássica de cada componente do gás natural	94
Tabela 26. Valores do COP instantâneo do conjunto motor-compressor para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação com acionamento elétrico.	138

Tabela 27. Valores do COP instantâneo do conjunto motor-compressor para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação com acionamento elétrico.	138
Tabela 28. Valores do COP operacional instantâneo para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação com acionamento elétrico.	139
Tabela 29. Valores do COP operacional instantâneo para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação com acionamento elétrico.	140
Tabela 30. Valores médios do coeficiente de desempenho da instalação para as bombas de calor “B1” e “B3”, para os ensaios na condição nominal de operação com acionamento elétrico.	141
Tabela 31. Valores do COP instantâneo do conjunto motor-compressor para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural.	142
Tabela 32. Valores do COP instantâneo do conjunto motor-compressor para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural.	142
Tabela 33. Valores médios do COP operacional instantâneo para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural.	142
Tabela 34. Valores médios do COP operacional instantâneo para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural.	143
Tabela 35. Valores médios do coeficiente de desempenho da instalação para as bombas de calor “B1” e “B3”, para as condições nominais de operação com acionamento a gás. ..	143
Tabela 36. Valores médios de eficiência energética dos componentes da bomba de calor “B1”.	144
Tabela 37. Valores médios de eficiência energética dos componentes da bomba de calor “B3”	144
Tabela 38. Valores médios de irreversibilidade gerada pelos componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B1”.	145
Tabela 39. Valores médios de irreversibilidade gerada pelos componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B3”.	145
Tabela 40. Valores médios do percentual de irreversibilidade gerado por cada componente do sistema frigorífico da bomba de calor “B1”.	146
Tabela 41. Valores médios do percentual de irreversibilidade gerado por cada componente do sistema frigorífico da bomba de calor “B3”.	146
Tabela 42. Valores médios de eficiência exergética para os componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B1”.	148
Tabela 43. Valores médios de eficiência exergética para os componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B3”.	148
Tabela 44. Valores médios de eficiência energética e exergética do motor a combustão para acionamento da bomba de calor “B1”.	149
Tabela 45. Valores médios de eficiência energética e exergética do motor a combustão para acionamento da bomba de calor “B3”.	149

Tabela 46. Valores médios de eficiência exergética para resfriamento, aquecimento e global da bomba de calor “B1” com acionamento elétrico.	150
Tabela 47. Valores médios de eficiência exergética para resfriamento, aquecimento e global da bomba de calor “B3” co acionamento elétrico.	151
Tabela 48. Valores médios da eficiência de Carnot para o evaporador e o condensador da bomba de calor “B1” ao longo do tempo de operação nas condições nominais.	152
Tabela 49. Valores médios da eficiência de Carnot para o evaporador e o condensador da bomba de calor “B3” ao longo do tempo de operação nas condições nominais.	152
Tabela 50. Valores médios de eficiência exergética para resfriamento, aquecimento e global da bomba de calor “B1” com acionamento a gás natural.	153
Tabela 51. Valores médios de eficiência exergética para resfriamento, aquecimento e global da bomba de calor “B3” com acionamento a gás natural.	154
Tabela 52. Valores médios da carga térmica para os ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.	161
Tabela 53. Valores do consumo total de gás natural para os ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.	162
Tabela 54. Valores do COP da instalação para resfriamento, para os ensaios fatoriais 2 ³ da bomba de calor “B1”.	162
Tabela 55. Valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento 2 ³ da bomba de calor “B1” sobre o COP da instalação para resfriamento.	163
Tabela 56. Valores do COP da instalação para aquecimento, para os ensaios fatoriais 2 ³ da bomba de calor “B1”.	164
Tabela 57. Valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento 2 ³ da bomba de calor “B1” sobre o COP da instalação para aquecimento.	165
Tabela 58. Valores médios de carga térmica dos ensaios com a bomba de calor “B3”.	167
Tabela 59. Valores do consumo total de gás natural dos ensaios com a bomba de calor “B3”.	167
Tabela 60. Valores do COP _{resfri} da instalação, para os ensaios fatoriais 2 ⁴ da bomba de calor “B3”.	168
Tabela 61. Valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento 2 ⁴ da bomba de calor “B3” sobre o COP _{resfri} da instalação.	169
Tabela 62. Valores do COP _{aquec} da instalação para os ensaios fatoriais 2 ⁴ da bomba de calor “B3”.	171
Tabela 63. Valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento 2 ⁴ da bomba de calor “B3” sobre o COP _{aquec} da instalação.	172
Tabela 64. Custo da energia por uso final na Granja Leiteira estudada.	182
Tabela 65. Comparativo de custo operacional entre o sistema convencional e a bomba de calor otimizada com algumas opções de acionamento.	184

Tabela A.1. Capacidade frigorífica do compressor em função da temperatura de evaporação para três faixas de temperatura de condensação.....	207
Tabela A.2. Rendimento volumétrico do compressor em função da temperatura de evaporação para as 3 faixas de temperatura de condensação.	208
Tabela A.3. Valores ajustados de rendimento volumétrico e erro médio das equações obtidas para a faixa de temperatura de condensação de 30 °C.....	210
Tabela A.4. Valores ajustados de rendimento volumétrico e erro médio das equações obtidas para a faixa de temperatura de condensação de 40 °C.....	210
Tabela A.5. Valores ajustados de rendimento volumétrico e erro médio das equações obtidas para a faixa de temperatura de condensação de 50 °C.....	210
Tabela A.6. Dados de entalpia na entrada e saída do evaporador e condensador obtidos para o ciclo considerado para determinação do volume do tanque de água quente.	213
Tabela A.7. Dados de peso específico, calor específico e temperatura de congelamento para várias concentrações	216
Tabela A.8. Temperatura mínima e média para cada concentração da solução água-álcool e temperatura média de evaporação estimada.	217
Tabela A.9. Volume do tanque de termo-acumulação e do álcool para cada concentração de solução	218
Tabela C.1. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T1, T2, T3, T4 e T5.	226
Tabela C.2. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T10, T11, T12, T13 e T15.	226
Tabela C.3. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T17, T18, T27 e T28.	226
Tabela C.4. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T20, T22, T23, T24 e T30.	227
Tabela C.5. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T19 e T21.	227
Tabela C.6. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T31.....	227
Tabela D.1. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.	239
Tabela D.2. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.....	240
Tabela D.3. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.	241
Tabela D.4. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.	242

Tabela D.5. Valores do diâmetro de gelo ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.....	243
Tabela D.6. Valores do diâmetro de gelo ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.....	244
Tabela E.1. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.....	245
Tabela E.2. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.....	246
Tabela E.3. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.....	247
Tabela E.4. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.....	248
Tabela E.5. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.	249
Tabela E.6. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.	250
Tabela E.7. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.	251
Tabela E.8. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.	252
Tabela E.9. Valores da temperatura do tanque de solução água-álcool ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.	253
Tabela E.10. Valores da temperatura do tanque de solução água-álcool ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.	254
Tabela E.11. Valores da temperatura do tanque de solução água-álcool ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.	255

Tabela E.12. Valores da temperatura do tanque de solução água-álcool ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.	256
--	-----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Participação do consumo de energéticos no setor agropecuário [Fonte: MME]	11
Figura 2. Esquema simplificado de operação da central de bomba de calor de Uppsala [Fonte: Stal-Laval].	15
Figura 3. Diagrama do consumo de energia e produção de calor para central de bomba de calor de Uppsala [Fonte: Stal-Laval].	15
Figura 4. Sistema de bomba de calor utilizada para aquecimento e refrigeração na Aquicultura [Fonte: BAIRD et al. 1993]	17
Figura 5. Estação de purificação de biogás a baixa pressão (5 Nm ³ /h) para uso automotivo [Fonte: : BEDUSCHI et al. (1985) citado por LUCAS JR & SILVA (s.d.)].	23
Figura 6. Fluxograma operacional de uma bomba de calor a biogás para uma fazenda leiteira.	26
Figura 7. Fluxograma simplificado de funcionamento da bomba de calor “B1”.	33
Figura 8. Fluxograma simplificado de funcionamento das bombas de calor “B2” e “B3”.	34
Figura 9. Evaporador montado para o banco de gelo da bomba de calor “B1”.	35
Figura 10. Detalhe do sistema de partida e acionamento utilizado nas bombas de calor.	35
Figura 11. Evaporador instalado no tanque acumulador de gelo da bomba de calor “B1”.	36
Figura 12. Protótipo “B1”: fase de montagem dos componentes de refrigeração.	37
Figura 13. Primeira instalação da Bomba de calor “B1”.	38
Figura 14. Reservatório de água quente utilizado inicialmente para o protótipo “B1”.	39
Figura 15. Tanque de 1000 litros para acumulação de solução de água-álcool e ao fundo, tanque de 500 litros para acumulação de água quente, usados para o protótipo “B3”.	39
Figura 16. Fase de montagem dos componentes de refrigeração da bomba de calor “B2”.	40
Figura 17. Bomba de calor “B3” na fase de montagem dos componentes de refrigeração.	41
Figura 18. Protótipos “B2” e “B3” semiprontos.	41
Figura 19. Protótipos “B3” e “B1” instalados em laboratório, conectados aos reservatórios térmicos.	43
Figura 20. Reservatórios térmicos conectados aos trocadores de calor das bombas de calor. ..	44
Figura 21. Bomba de calor “B2” instalada em Jaboticabal para testes com biogás.	45
Figura 22. Termopares com isolamento mineral, com pote liso e pote com rosca para conexão nas tubulações dos trocadores de calor.	46
Figura 23. Termopar conjugado ou tipo poço utilizado para medição da variação da temperatura nos reservatórios térmicos.	46
Figura 24. Fonte de alimentação e transmissores de pressão utilizados para medição pressão do circuito frigorífico das bombas de calor.	48

Figura 25. Sensor tipo Coriolis utilizado para medição de vazão de fluido refrigerante das bombas de calor.	48
Figura 26. Rotâmetro utilizado para controle e medição de fluxo de água e solução nos trocadores de calor das bombas de calor.	49
Figura 27. Sistema de aquisição de dados montado em armário.....	50
Figura 28. Sistema de aquisição de dados conectado a bomba de calor “B3”	50
Figura 29. Transmissores de pressão e termopares instalados na bomba de calor “B1”.....	51
Figura 30. Sistema de aquisição de dados instalado na bomba de calor “B2” durante um ensaio de campo, para medição de dados de temperatura.	51
Figura 31. Medidor Eletrônico Digital ESB Medidores, família SAGA 4000, Modelo 1380.	52
Figura 32. Medidor mecânico usado para medição do consumo de gás.	53
Figura 33. Medidor de vazão de gás instalado na bomba de calor “B2” para teste de campo.	53
Figura 34. Paquímetro digital usado para medição do diâmetro de gelo formado no evaporador da bomba de calor “B1”.	54
Figura 35. Fluxograma com os pontos de aplicação do balanço energético e exergético para cada componente da bomba de calor “B1”.....	77
Figura 36. Fluxograma com os pontos para aplicação do balanço energético e exergético para cada componente da bomba de calor “B3”.....	98
Figura 37. Medidor/analizador de energia elétrica instalado na Granja Leiteira.....	103
Figura 38. Curvas do diâmetro de gelo formado em função do tempo de operação da bomba de calor “B1” nas condições nominais, com acionamento a gás natural e com energia elétrica e, a curva prevista pelo modelo utilizado no dimensionamento.....	107
Figura 39. Cilindros de gelo formados em torno da serpentina do evaporador da bomba de calor “B1” após um ensaio nas condições nominais de operação.	108
Figura 40. Curvas da massa de gelo acumulada em função do tempo de operação da bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação, com acionamento a gás natural e elétrico e, a curva prevista pelo modelo.	109
Figura 41. Curvas do comportamento das temperaturas do sistema frigorífico da bomba de calor “B1” para o tempo de operação de 10 horas nas condições nominais.	110
Figura 42. Comportamento das temperaturas do sistema frigorífico da bomba de calor “B1” durante o tempo de operação de 10 horas numa condição com superaquecimento total igual a zero.	111
Figura 43. Congelamento do cárter do compressor da bomba de calor “B1” durante um ensaio com superaquecimento zero, evidenciando retorno de líquido.	112
Figura 44. Curvas da temperatura da água do banco de gelo da bomba de calor “B1” em função do tempo, previsto pelo modelo e obtido nos ensaios nas condições nominais de operação.....	112

Figura 45. Curva da vazão mássica de refrigerante da bomba de calor “B1” em função do tempo de operação.	113
Figura 46. Curvas das temperaturas de entrada e saída do evaporador e, da sucção do compressor da bomba de calor “B1” em função do tempo de operação.	114
Figura 47. Curvas da temperatura da água do tanque quente para os ensaios a gás e elétrico da bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação.	115
Figura 48. Curvas da potência requerida pelo compressor e do consumo de gás natural do motor a combustão da bomba de calor “B1” em função do tempo de operação nas condições nominais.	116
Figura 49. Curvas de temperatura da solução água-álcool em função do tempo de operação, para os ensaios com a bomba de calor “B3” nas condições nominais.	117
Figura 50. Curvas de temperatura da água do tanque quente em função do tempo de operação, para os ensaios com a bomba de calor “B3” nas condições nominais.	117
Figura 51. Curvas das temperaturas do lado de alta pressão do sistema frigorífico da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.	119
Figura 52. Curvas das temperaturas do lado de baixa pressão do sistema frigorífico da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.	120
Figura 53. Curva de vazão mássica de refrigerante R22 da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.	121
Figura 54. Curvas da potência requerida pelo compressor e do consumo de gás natural do motor a combustão da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.	122
Figura 55. Consumo de biogás da bomba de calor “B2” em função da temperatura de condensação.	124
Figura 56. Curvas de capacidade de resfriamento e aquecimento do ciclo da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação nas condições nominais de operação.	125
Figura 57. Curvas de capacidade de resfriamento e aquecimento do ciclo da bomba de calor “B3” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação nas condições nominais de operação.	126
Figura 58. Curvas do COP para resfriamento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.	127
Figura 59. Curvas do COP para aquecimento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.	128
Figura 60. Curvas do COP global do conjunto motor compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.	128

Figura 61. Curvas do COP para resfriamento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B3” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.	130
Figura 62. Curvas do COP para aquecimento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B3” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.	130
Figura 63. Curvas do COP global, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B3” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.	131
Figura 64. Redução do COP da bomba de calor “B3” em relação a condição inicial em função do aumento da diferença entre a temperatura de condensação e de evaporação.	132
Figura 65. Redução do COP da bomba de calor “B1” em relação a condição inicial em função do aumento da diferença entre a temperatura de condensação e de evaporação.	133
Figura 66. Comportamento do ciclo termodinâmico padrão da bomba de calor “B1” ao longo do tempo de operação em função da variação das temperaturas de evaporação e condensação.	134
Figura 67. Comportamento do ciclo termodinâmico padrão da bomba de calor “B3” ao longo do tempo de operação em função da variação das temperaturas de evaporação e condensação.	134
Figura 68. Curvas de COP a gás das fontes para o conjunto motor-compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação nas condições nominais de operação.	135
Figura 69. Curvas de COP a gás das fontes para o conjunto motor-compressor da bomba de calor “B3” em função da diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação nas condições nominais de operação.	135
Figura 70. Consumo de gás natural por kW de potência térmica gerada pela bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação, em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.	137
Figura 71. Consumo de gás natural por kW de potência térmica gerada pela bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação, em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.	137
Figura 72. Diagrama dos fluxos médios de exergia para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação, acionada com motor elétrico.	155
Figura 73. Diagrama dos fluxos médios de exergia para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação, acionada com motor a combustão a gás.	156
Figura 74. Diagrama dos fluxos médios de exergia para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação, acionada com motor elétrico.	157
Figura 75. Diagrama dos fluxos médios de exergia para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação, acionada com motor a combustão a gás.	158

Figura 76. Curva do tempo de operação em função do diâmetro de gelo para o ensaio 1 da bomba de calor “B1”.	175
Figura 77. Comportamento segundo o modelo, do diâmetro de gelo formado em relação ao tempo de operação, para o evaporador redimensionado.	177
Figura 78. Curva de demanda acumulada para a Granja Leiteira levantada.	180
Figura 79. Distribuição do consumo de energia por uso final na Granja Leiteira estudada.	181
Figura 80. Representatividade percentual do consumo de energia elétrica dos processos de aquecimento e resfriamento.	181
Figura 81. Custo do biogás gerado.	184
Figura 82. Tempo de retorno de investimento para a bomba de calor acionada a biogás.	185
Figura 83. Tempo de retorno de investimento para a bomba de calor acionada a biogás, desconsiderando-se o custo do biogás.	187
Figura A.1. Massa de gelo acumulada em função do diâmetro D , segundo o modelo adotado.	202
Figura A.2. Tempo para formação do gelo em função do diâmetro D .	202
Figura A.3. Capacidade do evaporador (calor retirado do gelo) em relação ao diâmetro D , segundo o modelo adotado.	203
Figura A.4. Capacidade do evaporador em função do diâmetro D , corrigida pela capacidade do compressor.	204
Figura A.5. Tempo para formação do gelo em função do diâmetro D , corrigido pela capacidade do compressor.	205
Figura A.6. Rendimento volumétrico em função da relação de pressão de descarga sobre a pressão de sucção do compressor para a temperatura de condensação de 30 °C.	208
Figura A.7. Rendimento volumétrico em função da relação de pressão de descarga sobre a pressão de sucção do compressor para a temperatura de condensação de 40 °C.	209
Figura A.8. Rendimento volumétrico em função da relação de pressão de descarga sobre a pressão de sucção do compressor para a temperatura de condensação de 50 °C.	209
Figura A.9. Variação da temperatura do tanque de água quente e da temperatura de condensação em função do diâmetro D .	215
Figura A.10. Variação do calor rejeitado em função do diâmetro D , com a calor retirado do gelo pelo evaporador corrigido pela capacidade frigorífica do compressor.	215
Figura A.11. Comportamento das temperaturas de evaporação e condensação e, das temperaturas dos reservatórios de solução água-álcool e água quente da bomba de calor “B3” segundo o modelo utilizado para dimensionamento.	220
Figura A.12. Variação do calor retirado no evaporador e do calor rejeitado no condensador da bomba de calor “B3” segundo modelo utilizado para dimensionamento.	220
Figura B.1. Fluxograma de instalação dos instrumentos de medição na bomba de calor “B1”.	223

Figura B.2. Fluxograma de instalação dos instrumentos de medição na bomba de calor “B3”.	224
Figura C.1. Curva de correlação para o termopar T1.	228
Figura C.2. Curva de correlação para o termopar T2.	228
Figura C.3. Curva de correlação para o termopar T3.	229
Figura C.4. Curva de correlação para o termopar T4.	229
Figura C.5. Curva de correlação para o termopar T5.	230
Figura C.6. Curva de correlação para o termopar T10.	230
Figura C.7. Curva de correlação para o termopar T11.	231
Figura C.8. Curva de correlação para o termopar T12.	231
Figura C.9. Curva de correlação para o termopar T13.	232
Figura C.10. Curva de correlação para o termopar T14.	232
Figura C.11. Curva de correlação para o termopar T17.	233
Figura C.12. Curva de correlação para o termopar T18.	233
Figura C.13. Curva de correlação para o termopar T19.	234
Figura C.14. Curva de correlação para o termopar T20.	234
Figura C.15. Curva de correlação para o termopar T21.	235
Figura C.16. Curva de correlação para o termopar T22.	235
Figura C.17. Curva de correlação para o termopar T23.	236
Figura C.18. Curva de correlação para o termopar T24.	236
Figura C.19. Curva de correlação para o termopar T27.	237
Figura C.20. Curva de correlação para o termopar T28.	237
Figura C.21. Curva de correlação para o termopar T30.	238
Figura C.22. Curva de correlação para o termopar T31.	238

LISTA DE SIMBOLOS

Latinos

C_{energ}	Gasto anual com energia (R\$/ano)
$C_{\text{bbáguas}}$	Gasto anual com energia com bombas de água (R\$/ano)
C_{bcalor}	Custo da bomba de calor (R\$)
$C_{\text{biogás}}$	Custo do biogás gerado no biodigestor (R\$)
C_{biod}	Custo do biodigestor (R\$)
C_{energ}	Gasto anual com energia (R\$/ano)
$C_{\text{obras/inst}}$	Custo de obras e instalações (R\$)
C_{outros}	Custos diversos de implantação (R\$)
c_i	Fração mássica de cada componente do combustível
$\text{Cons}_{\text{biogás}}$	Consumo anual de biogás (m^3/ano)
$\text{Consumo}_{\text{Total gás}}$	Consumo total de gás durante um ensaio (m^3)
COP	Coefficiente de desempenho
C_p	Calor específico a pressão constante (kJ / kgK)
D	Diâmetro de gelo (m)
d_i	Desvio padrão de uma repetição em relação a média do ensaio
d_t	Diâmetro do tubo do evaporador (m)
E_{comb}	Energia total fornecida pelo combustível (gás natural) (kJ)
$\dot{E}_{\text{comb}}$	Fluxo de energia fornecida pelo combustível (kW)
$\dot{E}_x$	Fluxo de exergia (kW)
E_{xi}°	Exergia química padrão do componente “i” do combustível (kJ / kg)
e_x	Exergia específica (kJ / kg)
f	Fator de recuperação de capital
n_i	Número de repetições de um ensaio
h	Entalpia específica (kJ / kg)
H_{oper}	Números de dias de operação do biodigestor no ano (dias/ano)
$\dot{I}$	Taxa de irreversibilidade (kW)
k	Fatores envolvidos no experimento (análise estatística)
k	Período de amortização (análise econômica)
L_g	Calor latente de fusão do gelo (kJ / kg)
L_t	Comprimento do tubo do evaporador (m)
m	Massa (kg)
$\dot{m}$	Fluxo de massa (kg / s)
PCI	Poder Calorífico Inferior (kJ / m^3)
$\text{Prod}_{\text{biogás}}$	Produção diária de biogás (m^3/dia)
Q	Calor transferido (kJ)

$\dot{Q}$	Fluxo de calor (kW)
r	Taxa anual de juros (%)
y	Vetor resposta do (análise estatística)
$\bar{Y}$	Média global dos resultados (análise estatística)
s	Entropia específica (análise exergética) (kJ / kgK)
s	Desvio padrão associado a uma observação (análise estatística)
s^2	Variância experimental (análise estatística)
$s(efeito)$	Erro associado a um efeito
T	Temperatura (°C ou K)
$\bar{T}$	Temperatura média (K)
t_{bcalor}	Custo anual de operação e manutenção da bomba de calor (%)
t_{biod}	Custo anual de operação e manutenção do biodigestor (%)
t_i	Tempo de integralização (s)
$Tiaq$	Efeito do fator temperatura inicial do tanque de água quente (análise estatística)
$Tiag$	Efeito do fator temperatura inicial da água gelada (análise estatística)
$Tisol$	Efeito do fator temperatura inicial do tanque de solução (análise estatística)
$t_{obras/inst}$	Custo anual de operação e manutenção nas obras e instalações (%)
t_{outros}	Custo anual de manutenção e operação de outros (%)
$t_{retorno}$	Tempo de retorno do investimento na aplicação da bomba de calor (anos)
$\dot{V}$	Fluxo volumétrico (m^3 / s)
Vcd	Efeito do fator vazão de condensador (análise estatística)
Vev	Efeito do fator vazão de água no evaporador (análise estatística)
X	Matriz de cálculo (análise estatística)
x_i	Valor da i-ésima repetição (análise estatística)
$\bar{x}_i$	Média das repetições para um ensaio (análise estatística)
W	Trabalho (kJ)
$\dot{W}$	Potência (kW)

Gregos

Δ	Variação (final - inicial)
η	Eficiência energética
ε	Eficiência exergética (eficiência de Segunda Lei)
ρ	Densidade (kg / m^3)
σ_y^2	Variância populacional (análise estatística)
v_i	número de graus de liberdade da estimativa da variância do i-ésimo ensaio (análise estatística)

Subscritos

a	Água
---	------

acd	Água no condensador
amb	Ambiente
aquec	Aquecimento
ataq	Água do tanque de água quente
atg	Água do tanque de gelo
atg _f	Água do tanque de gelo no final do ensaio
b	Bomba d'água
B1	Bomba de calor 1
B3	Bomba de calor 3
bg	Banco de gelo
Carnot	Carnot
cd	Condensador
cp	Compressor
e	Entrada
ev	Evaporador
f	Final
G	Global
g	Gelo
gás	Acionamento com gás natural
H	Alta temperatura
i	Inicial, i-ésimo, intervalo, componente
inst	Instantâneo
iso	Isoentrópico
i - 1	Intervalo anterior
L	Baixa temperatura
ld	Linha de descarga
ll	Linha de líquido
ls	Linha de sucção
motor	Motor a combustão
R	Superfície de controle
resfri	Resfriamento
R22	Refrigerante R22
s	Saída
sg	Superfície do gelo
sol	Solução água-álcool
t	Tubo do evaporador
taq	Tanque de água quente
tg	Tanque de gelo
tsol	Total da solução
vc	Volume de controle
ve	Válvula de expansão
0	Referência, zero graus

RESUMO

A geração de energia térmica é de grande importância na agroindústria de laticínios para conservação e qualidade do leite. Como a energia elétrica é a fonte principal utilizada para geração de energia térmica, o setor leiteiro enfrenta atualmente, dois problemas: um relacionado ao custo da energia elétrica, onerando a produção; o outro, relacionado à distância das propriedades rurais das redes de energia elétrica, limitando a utilização de sistemas de refrigeração que contribuiriam para uma melhoria significativa na qualidade do leite produzido, evitando-se perdas por falta de tratamento térmico adequado. Devido à baixa qualidade da energia elétrica rural, com grandes oscilações de tensão, é freqüente, em propriedades leiteiras, acontecer a queima prematura do equipamento de refrigeração. Neste caso, além do prejuízo com o equipamento, o produtor ainda tem que amargar o prejuízo com a perda da produção. Nos laticínios produtores de leite tipo “A”, além da necessidade da geração de “frio” para resfriamento do leite, é necessário também, a produção de água quente em torno de 50 °C a 60 °C para limpeza das instalações e equipamentos de ordenha e processamento. Em geral é utilizado aquecimento elétrico com emprego de resistências, aumentando ainda mais o consumo de energia elétrica. Os aquecedores elétricos são de grande potência e elevado consumo. Diante do problema levantado e a necessidade de buscar alternativas mais econômicas, foi desenvolvida uma bomba de calor água-água para produção simultânea de gelo ou solução gelada para resfriamento do leite e água quente para limpeza e desinfecção das instalações e equipamentos. Para acionamento desta bomba de calor foi utilizado um motor à combustão convertido para gás, permitindo o uso do biogás proveniente da digestão anaeróbia dos dejetos bovinos, proporcionando assim uma fonte barata e renovável de energia, além do tratamento correto dos dejetos presentes em grande quantidade nestas instalações e, também, em contrapartida, a produção de biofertilizante de ótima qualidade. Foram montados três protótipos, onde dois foram instalados em laboratório e um a campo para testes com biogás. Os resultados obtidos mostraram um potencial de economia com a redução dos custos com energia da ordem de 92% quando comparado o desempenho econômico da bomba de calor a biogás em relação ao equipamento de refrigeração e ao aquecedor elétrico. O potencial de economia da bomba de calor quando acionada com energia elétrica foi da ordem de 65 %.

ABSTRACT

The generation of thermal energy is of great importance in the dairy industry for its conservation and quality of the milk. As the electric energy is the main source used for generation of thermal energy, the dairy industries faces now, two problems: one related at the cost of the electric energy, elevating the production cost; the other, related with the distance of the rural properties to the electricity grid, limiting the use of refrigeration systems. Due to the low quality of the rural electric energy, with great tension oscillations, it is frequent, in dairy farm, premature refrigeration equipment of refrigeration damage. In this case, besides the damage with the equipment, the producer still has the loss associated with the production. In the production milk type " A", besides the need of the generation of " cold " effect, is also necessary, the production of hot water (around 50 °C to 60 °C) for cleaning of the facilities and processing equipments. In general electric heating is conducted with resistances, increasing the loss and the bill paid by the producers. The electric heaters are of great power and high consumption. Due to the present problem and the need to look for economics alternatives, a water-to-water heat pump was developed for simultaneous production of ice or water frozen for cooling of the milk and hot water for cleaning and disinfection of the facilities and equipment. For operation of the developed heat pump a gas converted engine motor was used, allowing the use of the biogas produced by cow manure biodigestion, this provides a low cost source of rewable energy, besides the adequate treatment of the animal wastes and the production of bio-fertilizer of great quality. Three prototypes were assembled, two were installed in the laboratory and one in the field, for tests with biogas. The obtained results showed a potential of economy of the order of 92% when compared the refrigeration equipment and the electric heater. When compared with electric energy, the potential of economy of the heat pump still was in the order of 65%.

1. INTRODUÇÃO E JUSTIFICATIVA

Diante das alternadas crises no setor elétrico, o papel da conservação da energia toma força novamente. Seu uso racional tem levado vários países a adotarem políticas voltadas para sua conservação. Procura-se o aumento da eficiência de sistemas consumidores de energia como condicionadores de ambientes, iluminação, sistemas de aquecimento de água, entre outros.

No entanto, ainda é grande o desperdício e na agroindústria leiteira o problema se repete. Por exemplo, nas unidades produtoras de leite tipos A e B, após o processamento, as instalações, equipamentos de ordenha, resfriamento, pasteurização e tanques necessitam de limpeza e desinfecção, onde é necessário o emprego de água quente entre 50 °C a 60 °C.

Na maioria destas instalações a forma utilizada para produzir calor é através da utilização de aquecedores elétricos, de fluxo contínuo, ou tanques providos de resistências elétricas chamados de “boilers”. Isto representa um maior consumo de energia elétrica e aumento na conta a ser paga pelos produtores. Entretanto, o sistema de refrigeração rejeita uma quantidade maior de calor para o ambiente e que poderia ser aproveitado no aquecimento da água utilizada para limpeza.

Tanto pela questão energética atual como pelos altos custos de produção, especial atenção deve ser dada ao aumento da eficiência no uso da energia. Ainda ressalte-se as novas exigências sobre a qualidade do leite.

Em se tratando de pequenas e médias instalações leiteiras, a maior parte da energia elétrica é utilizada para geração de “frio” utilizado no resfriamento do leite após a ordenha e “calor” para aquecimento de água utilizada na pasteurização e na limpeza.

Neste caso, o aumento da eficiência no uso da energia está associado ao aproveitamento máximo dos efeitos térmicos gerados, com o desenvolvimento de um único equipamento que desempenhe a função do tanque resfriador de leite e do aquecedor elétrico. No caso, uma bomba de calor tipo água-água que, com o mesmo consumo de energia do equipamento resfriador de leite, também aqueça a água para limpeza dos equipamentos e instalações.

Para uma significativa redução da potência frigorífica do equipamento, pode-se trabalhar com um sistema de termo-acumulação. Assim, o equipamento trabalhará no intervalo

entre cada ordenha acumulando gelo ou uma solução gelada para o resfriamento do leite e água quente para utilização na limpeza das instalações. A água quente pode ser estocada num reservatório isotérmico conectado ao condensador da bomba de calor.

Pela grande disponibilidade de substrato orgânico proveniente dos animais estabulados nas propriedades leiteiras é possível, através de um biodigestor, realizar o acionamento da bomba de calor com um motor a biogás. Tem-se a possibilidade da substituição do uso da energia elétrica por uma fonte de energia disponível em abundância e pouco aproveitada.

A tecnologia da biodigestão anaeróbia tem sido comprovada como uma das mais eficientes no tratamento dos dejetos bovinos. Contudo, o emprego do biogás como fonte de energia ainda encontra limitações de ordem tecnológica, justamente pela falta de desenvolvimento de equipamentos que utilizem este tipo de energia.

Na pecuária leiteira a quantidade dos resíduos produzidos seria empregada como uma fonte de recursos renováveis de suprimentos, tanto de energia como de fertilizante, dentro de um conceito de desenvolvimento sustentável e de racionalização da produção sem agressão ao meio ambiente.

Diante dos aspectos levantados com relação à questão energética na produção leiteira, mais especificamente, no processamento do leite: ordenha, resfriamento e pasteurização; onde a utilização de energia elétrica é maior, buscou-se com este trabalho desenvolver um equipamento que possibilitasse o melhor aproveitamento da energia térmica gerada e dos resíduos produzidos nesta atividade, no caso, uma bomba de calor água-água acionada a biogás, produzido a partir dos dejetos bovinos.

2. OBJETIVOS

O objetivo geral do trabalho foi desenvolver uma bomba de calor tipo água-água, acionada por um motor a biogás, para termo-acumulação de “frio” e “calor”, para utilização no processo de resfriamento do leite e limpeza das instalações de ordenha, visando a racionalização da energia elétrica e o aproveitamento da energia disponibilizada através da digestão do substrato bovino.

Os objetivos específicos foram:

- Construir um protótipo de uma bomba de calor água-água, operando a partir da recuperação de calor da água usada para o resfriamento do leite, para uma capacidade de 1000 litros de leite em um ciclo de refrigeração de 24 horas (duas ordenhas).
- Acoplar a esta bomba de calor, um motor a biogás, alimentado por um biodigestor anaeróbio, utilizando substrato bovino.
- Realizar testes operacionais com o protótipo em nível de laboratório e de campo.
- Obter dados de operação do processo com vistas a uma otimização do sistema.
- Obter o coeficiente de desempenho (COP) para a bomba de calor, operando com banco de gelo e solução água-álcool no lado “frio”.
- Reduzir o consumo de energia elétrica para produção de energia térmica em instalações leiteiras.
- Fazer uma comparação de custo para aquecimento de água desta bomba de calor com o sistema convencionalmente utilizado, composto por um equipamento de refrigeração e um aquecedor elétrico.
- Realizar um estudo de caso para uma propriedade leiteira e analisar a viabilidade econômica de aplicação da bomba de calor.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Aspectos gerais do agronegócio do leite

De acordo com a Companhia Nacional de Abastecimento (CNA) citado por FAGUNDES (2003), no ano de 2002, o Brasil foi o quinto maior produtor de leite do mundo, respondendo por cerca de 66% do volume total de leite produzido pelos países que compõem o Mercosul e 5,3% da produção mundial. Em 2002, o valor bruto da produção agropecuária foi de 139 bilhões de reais, destes, aproximadamente 86,5 bilhões são de produtos agrícolas, dos quais, 52,5 bilhões são de produtos pecuários, tendo o leite uma posição de destaque, com um valor de R\$ 8,64 bilhões, ou seja, 16,5 % do valor bruto da produção pecuária, superado apenas pelo valor da produção da carne bovina. O leite está entre os seis primeiros produtos mais importantes da agropecuária, ficando atrás, somente da carne bovina, soja, carne de frango, cana de açúcar e do milho, mas, por sua vez, a frente de produtos tradicionais da agricultura brasileira como o café beneficiado, arroz e carne suína. De acordo com o MME (2003) em 2002, o setor agropecuário representou 7,4% do PIB nacional, contra 35,4% do setor industrial e 57,2% do setor de serviços, porém, apresentou o maior índice de crescimento neste ano, chegando a 5,8 %, contra 1,5 % da indústria e do setor de serviços.

De acordo com o IBGE citado por FAGUNDES (2003), o Brasil apresenta o terceiro maior rebanho mundial de vacas leiteiras, somando em 2002, cerca de 18,731 milhões de cabeças, representando cerca de 15 % do rebanho mundial.

No ano de 2002, a produção brasileira de leite foi de 20,4 bilhões de litros, sendo que, a importação de leite representou aproximadamente 7,15 % da produção interna, ou seja, cerca de 1,46 bilhões de litros. Neste mesmo ano, o consumo per capita de leite e derivados foi de 124,16 litros, cerca de metade do consumo verificado em países desenvolvidos. Do total de litros consumido no Brasil, apenas 1,9 % é de leite tipo A e B; 4,9% é de leite tipo C; 19,5 % é de leite UHT e 73,7% outros. Nos Estados Unidos e Canadá, para cada 200 pessoas, apenas uma consome leite longa vida (FAGUNDES, 2003).

Com relação a renda nacional, estima-se que cerca de R\$ 18 bilhões são gerados pelos diferentes segmentos que compõem o setor (CNA, 2001 citado por GOMES e ZOCCAL, 2001).

De acordo com o IBGE (1996) citado por MARTINS (1998), registra-se aproximadamente 1,8 milhões de propriedades agrícolas destinadas a pecuária, ou seja, cerca de 1/3 das propriedades agrícolas brasileiras. De acordo com CAMPOS (2000) citado por AGUIAR (2001), aproximadamente 3,5 milhões de empregos são gerados na agroindústria leiteira, dos quais aproximadamente 1,8 milhões são de produtores, 41.650 são de empregos no setor de transportes e os demais são em laticínios. O setor emprega 3,5 vezes mais do que o setor da construção civil, 3,02 vezes mais do que o setor siderúrgico e 4,77 vezes mais do que o setor automobilístico.

De acordo com o Censo de 1995-1996 realizado pelo IBGE citado por FAGUNDES (2003), cerca de 44,1 % da produção de leite nacional é oriundo de pequenas propriedades rurais com até 50 ha, que se dedicam exclusivamente à produção de leite.

Estima-se que, cerca de 36 % de pequenos produtores de leite foram excluídos do mercado nacional, devido a dificuldades de se adaptarem ao novo cenário competitivo, LEITE BRASIL (2001) citado por MARTINS e GUILHOTO (2001). De acordo com SEBRAE/FGV, apresentado na Sondagem Conjuntural de Micro e Pequenas Empresas elaborada em Março de 2001, onde foram pesquisadas 1.895 micro e pequenas empresas rurais, com áreas entre 10 e 100 ha, cerca de 50 %, das micro e pequenas empresas rurais alegaram ter dificuldades de acesso a novas tecnologias; 44 % alegaram ter problemas com assistência técnica especializada; 41% alegaram ter dificuldades ao acesso de informações; 34 % relacionaram ter dificuldades para treinamento da mão-de-obra e 37 % descreveram ter dificuldades no treinamento gerencial.

3.2. Aspectos relacionados a qualidade e ao custo do leite

Conforme mostrado em LEITE E DERIVADOS (2001), Segundo JANK E GALAN (1998) citados por SANT'ANA (2001), a partir dos anos 90, foram observadas importantes mudanças no panorama econômico do país, tornando-se primordial a modernização do setor

leiteiro, que passou a se preocupar com a redução de custos operacionais e a melhoria da matéria prima.

É prioritário para um leite de qualidade e seguro que todos os equipamentos e utensílios utilizados nas tarefas da cadeia do leite tenham limpeza adequada (ROBBS e CAMPELO, 2002).

Segundo ROBBS e CAMPELO (2002), o leite perde a qualidade se mantido em temperatura acima de 4 °C, devendo, desta forma, ser resfriado até esta temperatura, num período inferior a 3 horas após a ordenha. As Tabelas 1 e 2 mostram a importância da higiene no processo de ordenha e do resfriamento a 4 °C para a redução e controle do crescimento bacteriano no leite, colaborando assim, para a melhoria da sua qualidade.

Segundo FROEDER (1985) citado por MARTINS (1999), a maior parte do leite produzido no Brasil chega até as usinas de processamento por meio de caminhões comuns (carrocerias de madeira), acondicionado em latões. O transporte é operado por autônomos e organizado em linhas ou rotas, com pontos de coleta definidos, onde os latões ficam expostos à temperatura ambiente, apesar de sua elevada perecibilidade. A coleta é feita diariamente e o custo desta operação corresponde entre 4 e 25% do preço do leite recebido pelo produtor.

Tabela 1. Efeito da temperatura na multiplicação das bactérias no leite em função da higiene das vacas e utensílios de ordenha (contagem bacteriana em placas)

Condições	Temperatura [°C]	Leite Fresco	Leite após 24 h de ordenha	Leite após 48 h de ordenha
Vacas e utensílios limpos	4	4.300	4.300	4.600
	10	4.300	14.000	127.000
	15	4.300	1.600.000	33.000.000
Vacas limpas e utensílios sujos	4	39.000	88.000	121.000
	10	39.000	177.000	830.000
	15	39.000	4.500.000	99.000.000
Vacas e utensílios sujos	4	136.000	280.000	536.000
	10	136.000	1.200.000	13.600.000
	15	136.000	25.000.000	639.000.000

Fonte: FROEDER – citado por ROBBS e CAMPELO (2002)

Tabela 2. Relação entre a temperatura de armazenamento e o crescimento bacteriano no leite cru (ufc: unidade formadora de colônia)

Contagem bacteriana inicial	Tempo após a ordenha	Temperatura de armazenamento	Contagem bacteriana total
9.000 ucf/ml	3 h	4 °C	9.000
		15 °C	10.000
		25 °C	18.000
		35 °C	30.000
9.000 ucf/ml	9 h	4 °C	9.000
		15 °C	46.000
		25 °C	1.000.000
		35 °C	35.000.000
9.000 ucf/ml	24 h	4 °C	1.000.000
		15 °C	5.000.000
		25 °C	57.000.000
		35 °C	800.000.000

Fonte: JOHNSON e RETO (1996) – citado por ROBBS e CAMPELO (2002)

De acordo com VIEIRA DA SILVA, REIS e GOMES (1998) citado por MARTINS (1999), o processo de refrigeração do leite exerce um forte impacto na redução do custo de transporte, e na melhoria da qualidade do leite. Foi observado uma redução de 39% no custo do frete do leite refrigerado em relação ao transporte por latão, pois devido a refrigeração, a coleta a granel pode ser realizada a cada dois dias, e não diariamente como no caso do transporte por latão. A melhoria da qualidade é devido ao efeito inibidor, da baixa temperatura na proliferação bacteriológica.

Segundo BRANDÃO (1998) citado por SANT'ANA et al. em LEITE E DERIVADOS (2001), os tanques de expansão direta são ideais para armazenar e estocar o leite que, com este processo, apresenta temperatura de 10 °C na primeira hora após a ordenha e, 4 °C na segunda hora. Os principais fabricantes nacionais produzem tanques com capacidades que variam de 250 a 10.800 litros de leite.

Segundo BALINT (2002), em 07/12/1999 foi publicado no Diário Oficial da União, para consulta Pública, o Regulamento Técnico de Produção, Identificação e Qualidade do Leite (Portaria 56). Em Março de 2000, terminou o prazo de consulta, sendo aprovado em agosto. As principais novidades são: a exigência de resfriamento do leite na fazenda; seu transporte a granel da fazenda até a plataforma; a exigência de que a distribuição de leite pasteurizado seja feito a temperatura máxima de 4 °C e a distribuição do produto em veículos com carrocerias providas de isolamento térmico, dotadas de unidades frigoríficas, devendo

chegar ao local de venda com temperatura nunca superior a 7 °C. Segundo Marion Ferreira Gomes, Assessor da Divisão de Normas Técnicas do Departamento de Produtos de Origem Animal (DIPOA), a Lei entra em vigor em 2005 e o Governo anunciou investimentos da ordem de R\$ 6,8 milhões para a Rede Brasileira de Controle da Qualidade do Leite e também uma linha de financiamento, para a compra de equipamentos, dentro do PROLEITE (Programa de Incentivo à Mecanização, ao Resfriamento e ao Transporte Granelizado da Produção do Leite), com o limite de crédito de até R\$ 60 mil por beneficiário com juros de 8,75% ao ano. Também há o destino de verba para este fim no PRONAF (Programa Nacional de Apoio à Agricultura Familiar).

Conforme apresentado em LEITE & DERIVADOS (2003), o Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento editou a Instrução Normativa 51, em Setembro de 2002, a qual faz parte do Programa Nacional de Qualidade do Leite, onde estabelece parâmetros microbiológicos, físicos, químicos, de Contagem de Células Somáticas (CCS) e de resíduos químicos. Segundo Celso Roberto Versiani Velloso, chefe do Serviço de Inspeção de Leite e Derivados (SELEI/DOI/DIPOA), do Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento (MAPA), a Instrução Normativa 51 entra em vigor em 1º Julho de 2005 nas Regiões Sul, Sudeste e Centro-Oeste e, em 1º Julho de 2007 nas Regiões Norte e Nordeste, e será um importante instrumento atuante na melhoria da qualidade do leite nacional e conseqüentemente, sua melhor aceitação no comércio internacional.

Os produtores que não conseguirem se adequarem as novas exigências sobre a qualidade do leite, através da melhoria nas instalações de ordenha e, da aquisição de tanques para resfriamento do leite após a ordenha na propriedade, serão fatalmente excluídos do mercado. No entanto, a viabilidade financeira da instalação de tanques resfriadores de leite, está ligado diretamente a capacidade do tanque e ao volume de leite produzido.

No trabalho realizado por SANT'ANA et al., mostrado por LEITE E DERIVADOS (2001), sobre a viabilidade financeira da implantação de tanques de expansão direta em propriedades rurais, ficou demonstrado que para uma capacidade de 250 litros, o tempo de retorno do investimento é muito longo, cerca 6,8 anos, enquanto que para as capacidades de 500 e 1000 litros, o tempo de retorno foi respectivamente, de 3,2 e 2,3 anos. Outro dado importante, foi a taxa de retorno interno (TIR), para os tanques de 500 e 1000 litros, as taxas

foram respectivamente iguais a 31% e 47%, enquanto que, para o tanque de 250 litros, a taxa foi de 8% ao ano, abaixo da taxa de juro considerada no trabalho, que foi de 12% ao ano.

Tendo em vista que o resfriamento do leite na fazenda não é recomendável para capacidades inferiores a 250 litros, ou seja, produção diária em torno de 112,5 litros de leite, considerando um fator de utilização da capacidade do tanque de 90%, a saída para os pequenos produtores está na formação de cooperativas para compra de tanques e o resfriamento em conjunto.

Conforme mostrado em MUNDO DO LEITE (2003), o resfriamento do leite em conjunto evitou a exclusão do mercado, de pequenos produtores de leite da região da Zona da Mata em Minas Gerais, bacia leiteira responsável por 700 milhões de litros/ano, cerca de 12% do total produzido no Estado. Os tanques comunitários não só mantiveram os pequenos produtores de leite no mercado, como também melhoraram a renda, o leite sem resfriamento que era comercializado a R\$ 0,12 por litro, com o resfriamento, passou a ser comercializado a R\$ 0,22 o litro. Em consequência, houve também, uma redução nos custos com transporte, em função da redução dos locais e dos dias de coleta.

Um levantamento feito em 1996 pelo SEBRAE-MG e a FAEMG mostrou que, no estado de Minas Gerais, os pequenos produtores de leite são predominantes em número, embora a maior parte da produção seja creditada aos médios e grandes produtores. Do total de produtores, aqueles que atingem 50 litros por dia e que representam 59% dos produtores mineiros, respondem por 20% do leite produzido; os que produzem entre 51 e 250 litros representam 35% e respondem por 50% da produção e, apenas 6% produzem mais que 250 litros por dia, respondendo por 25% do leite produzido no estado.

A questão de redução de custos para a atividade leiteira é muito importante, considerando a pequena margem de lucro obtida.

REIS, MEDEIROS e MONTEIRO (2001), num estudo sobre custos da atividade leiteira, realizado em 12 propriedades localizadas na região Sul de Minas Gerais entre março de 2000 e fevereiro de 2001, demonstraram que os custos fixos representam 23,55% do custo final da atividade leiteira e os custos variáveis 76,45%. Entre os custos variáveis os gastos com alimentação do gado representam 45,83% e, os gastos com energia elétrica e combustível são responsáveis por 3,24%. A receita bruta média da atividade leiteira neste período, incluindo a venda de esterco e descarte de animais foi de R\$ 0,40 por litro de leite, enquanto

que o custo operacional médio foi de R\$ 0,36, uma receita líquida R\$ 0,04 por litro. No entanto, quando se considerou o capital empatado, obteve-se um custo total de R\$ 0,44 por litro de leite. Como a atividade leiteira é uma atividade em conjunto, se descartado a venda de esterco e a venda de animais (descartes e novinhas), considerando somente o leite, a receita média obtida no período, foi de R\$ 0,36 por litro de leite.

Fica evidente, neste caso, que sem as fontes de renda resultantes das atividades paralelas à produção de leite, seria totalmente impossível manter-se nesta atividade, pois a receita líquida seria negativa. Isto demonstra a importância da redução de custos, como uma maneira, não só de aumentar os lucros, mas também, dos produtores se manterem na atividade.

3.3. Utilização da energia elétrica

Segundo OLIVEIRA e SÁ JÚNIOR (1998), a eletricidade contribuiu significativamente para o desenvolvimento social e econômico do Brasil durante os últimos 25 anos. O uso per capita de energia elétrica foi quintuplicado entre meados da década de 60 e no final dos anos 80. O número de domicílios supridos com energia elétrica aumentou de 38% em 1960, para 80% em 1985.

O consumo total de energia elétrica no país aumentou a taxas médias de 12% a.a. no intervalo de 1980 a 1990 e de 3,5% a.a. entre 1990 e 1995. Em 1996 com a estabilização da moeda e o Plano Real, a taxa do consumo de energia elétrica voltou a subir para 6% a.a. No entanto, os investimentos nas áreas de geração e distribuição não acompanharam este crescimento.

A dependência externa de energia elétrica que em 1970 era nula, passou em 2002 a ser de 10%. Neste mesmo período, a dependência externa de petróleo caiu de 85% para cerca 12,8% (MME, 2003).

Estudos realizados pelo MME (1991) mostraram que o Brasil possui um grande potencial hidráulico, porém os grandes centros consumidores de energia elétrica encontram-se distantes dos potenciais hidroelétricos do país. A região Sudeste apresenta-se como a maior consumidora, em 1980 apresentou um consumo equivalente a 70% da energia elétrica total gerada no país. Com base no balanço energético efetuado em 2000, a região Sudeste aparece como responsável por 58% deste consumo.

Entre os períodos de 1987 a 2002, os setores agropecuário e comercial foram os que apresentaram o maior aumento no consumo de energia elétrica. Neste período, o setor residencial teve um aumento de 89,5% no consumo de energia elétrica, o setor público 81,9% e os setores agropecuário e comercial um crescimento igual, de aproximadamente 123,7% no consumo de energia elétrica. Enquanto que os setores residencial, comercial e público apresentaram crescimento negativo entre o período de 2000 a 2002, devido a crise de energia elétrica. O setor agropecuário, neste mesmo período, ainda apresentou um crescimento de 2,2% no consumo de energia elétrica (MME, 2003).

Também, segundo MME (2003), no setor agropecuário, entre as fontes de energia utilizadas, a energia elétrica foi a que apresentou, junto com o óleo diesel o maior crescimento no consumo. Entre 1987 e 2002 a participação da energia elétrica no consumo energético agropecuário passou de 7,9% para 14%, neste mesmo período a participação do óleo diesel subiu de 50,6% para 64,6%, enquanto a participação da lenha caiu de 40,8% para 19,7%. A Figura 1 mostra o comportamento no consumo de energéticos para setor agropecuário no período de 1987 a 2002.

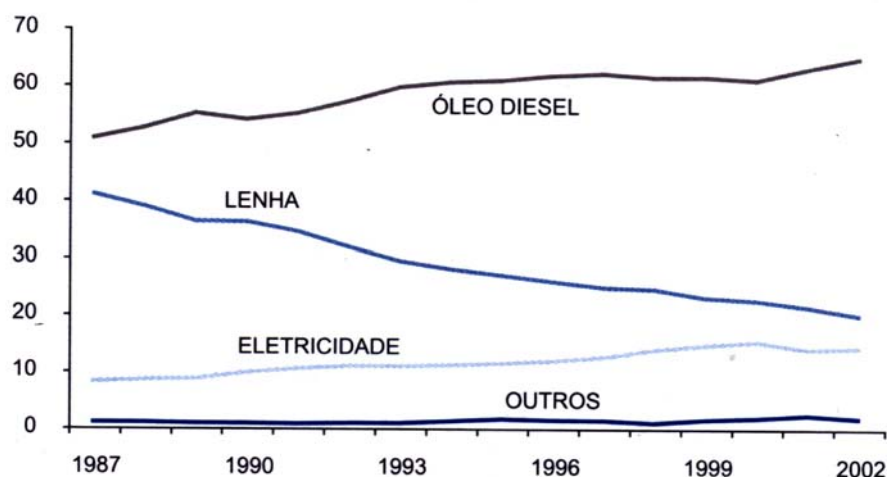


Figura 1. Participação do consumo de energéticos no setor agropecuário [Fonte: MME]

GELLER (1994) afirma que os grandes potenciais hidroelétricos na região Sul e Sudoeste já estão sendo aproveitados ou em via de aproveitamento. A construção de usinas hidrelétricas na região Norte apresenta o inconveniente de, devido às características do relevo,

necessitarem inundar uma área muito extensa para formação de seus reservatórios, acarretando problemas ambientais e sociais na região.

O processo de esgotamento da exploração do potencial hidroelétrico em algumas regiões, a questão ambiental aliada ao fato dos grandes projetos para fornecimento de eletricidade implicarem em altos investimentos, forçou o abandono da tradicional abordagem das concessionárias que incentivavam o uso da eletricidade, fazendo expandir os suprimentos de energia, sem restrições de ordem financeira ou ambiental (GELLER, 1994).

Diante deste quadro, o uso racional da energia elétrica e, a otimização dos processos industriais se tornou uma questão importante. Em 1985, foi criado o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL, visando a implantação efetiva de medidas de conservação.

OLIVEIRA e SÁ JÚNIOR (1998) afirmaram que, no horizonte de médio e longo prazo, a maior de todas as fontes de energia para o futuro está na sua conservação. A conservação de energia é entendida como a soma de todas as ações voltadas para o uso eficiente da mesma. Neste sentido, destacam-se as operações de controle do desperdício, a adequada operação de máquinas e utensílios, a busca da eficiência na concepção do projeto e da construção de equipamentos de produção e transformação de energia e, a eficiência das próprias máquinas em que a energia final é utilizada.

A eficiência energética em indústrias visa identificar situações que configurem o uso inadequado da energia, apresentando soluções, que ao serem adotadas, permitirão a redução do custo de produção, aumentando a produtividade da empresa (GELLER, 1994).

A estratégia do desenvolvimento brasileiro deve contemplar uma política industrial que estimule o aumento da eficiência energética e a implementação de instrumentos que promovam o uso racional de energia nos diversos segmentos da sociedade (SERAPHIM, 1997).

Com o término da era da energia de baixo custo, devido ao aumento do petróleo nos anos 70 combinado com o aumento das taxas internacionais de juros, a utilização racional da energia tornou-se fator importante para a economia das empresas, levando a um questionamento do modelo de desenvolvimento adotado até então, onde era incentivado o seu uso intensivo. A energia tornou-se um forte limitante para o progresso econômico de várias

empresas e muitos países em desenvolvimento. Ainda hoje, ela representa um fator de preocupação na área econômica e mais recentemente na área ambiental (JANNUZZI, 1997).

Fica evidente a importância da energia para o crescimento do País, quando analisado a redução no crescimento do PIB em 2001, provocado por fatores econômicos externos mas, agravado com a crise de abastecimento de energia elétrica. Em 2002 a economia brasileira voltou a crescer, cerca de 1,52%, tendo no setor Agropecuário o melhor desempenho (5,8%) (MME, 2003).

Estimativas realizadas pelo PROCEL indicam que, a longo prazo, existem potenciais de conservação de energia da ordem de 20% do mercado total para 2015, dos quais 13% são relativos a usos finais e 7% decorrentes do aumento da eficiência do sistema elétrico.

A CEMIG (1989) identificou, em 122 agroindústrias de processamento de leite pesquisadas no Estado de Minas Gerais, um potencial de conservação de energia elétrica médio de 17%.

Parte deste potencial de economia de energia é advindo dos sistemas de refrigeração e aquecimento. As unidades modernas de produção de leite, utilizam parcialmente a capacidade de geração térmica dos sistemas de refrigeração, aproveitando apenas o efeito “frio”. Para o suprimento da demanda térmica, muitas fazendas utilizam eletricidade para gerar calor, comprometendo a economicidade da produção.

Num estudo sobre utilização de energia em fazendas leiteiras no Canadá CORTEZ & BOILY (1984) mostraram que nestes processos 16% da energia é utilizada somente para aquecimento, sendo o restante gasto em: ordenha (10%), ventilação e climatização (4%), remoção de esterco (25%), refrigeração do leite (12%) e outras tarefas (29%). Ainda, segundo CORTEZ & NEVES FILHO (1996), na produção dos leites “A” e “B”, que somados, representavam na época, mais de 20% do total do Estado de São Paulo, existia desperdício de energia.

Uma estimativa feita por JANNUZZI (1993), com relação à racionalização no consumo de energia elétrica para o ano de 2000 no Estado de São Paulo, através da utilização de tecnologias mais eficientes, mostrou que, para o setor industrial, 30% da energia possível de ser economizada seria advinda da melhoria de sistemas de aquecimento elétrico. Sendo este valor representativo de 11% do total global possível de ser economizado em todo o Estado para este ano.

3.4. Bombas de calor

A elaboração de uma matriz energética nacional que contabilize, adequadamente, a quantidade e a qualidade da energia necessária aos diversos setores consumidores com a qualidade e a quantidade dos recursos energéticos disponíveis no país passa, necessariamente pela investigação de equipamentos eletro-térmicos de maior rendimento como por exemplo, as bombas de calor (CEMIG, 1992).

As bombas de calor, possibilitam uma importante redução na degradação da energia elétrica em processos de aquecimento/resfriamento de fluídos e poderão, contribuir de modo efetivo para o uso racional da energia no Brasil.

Pouco conhecidas no Brasil, as bombas de calor são empregadas no aquecimento de residências e processos industriais em países mais desenvolvidos. São equipamentos muito eficientes, pois utilizam racionalmente a energia que as aciona, podendo gerar um efeito 3 a 5 vezes superior a energia elétrica utilizada, pois recuperam calor de uma fonte térmica como o ar ou a água fazendo pouco uso de trabalho mecânico (CORTEZ & NEVES FILHO, 1996).

Não se trata de uma tecnologia recente, o conceito de utilização do “efeito quente” produzido em sistemas de refrigeração teve início em 1852 com William Thompson (Lord Kelvin), a quem é creditada a invenção. No entanto as primeiras utilizações comerciais de bombas de calor datam do início do século XX. Hoje, no mundo, existem muitos tipos e aplicações já conhecidas e comercialmente bem estabelecidas (BERNIER, 1981).

Um exemplo, é a instalação em 1981, na Suécia, de uma estação de bomba de calor para aquecimento de água na cidade Uppsala, onde a energia usada para suprir a demanda térmica anual de 750 GWh era advinda da queima de óleo (90%) e incineração de lixo doméstico (10%). O resultado foi, uma diminuição de 15% no consumo de óleo (25000 m³/ano) e uma redução de 500 toneladas na emissão anual de dióxido de enxofre. A Figura 2 mostra um esquema simplificado de operação desta central.

A estação de Uppsala era composta por três bombas de calor operando com R12, cada unidade possuía um compressor com capacidade de 3,8 MW, um condensador de 13 MW e um evaporador com 7-10 MW de capacidade. As bombas de calor recuperavam calor da água de esgoto a uma temperatura de 9 a 18° C e aqueciam água a uma temperatura de 60 a 80° C

com um coeficiente de desempenho (C.O.P.) igual a 3 (Figura 3) . O investimento total foi de 40 milhões de dólares e o retorno com a economia obtida se daria em 3 anos.

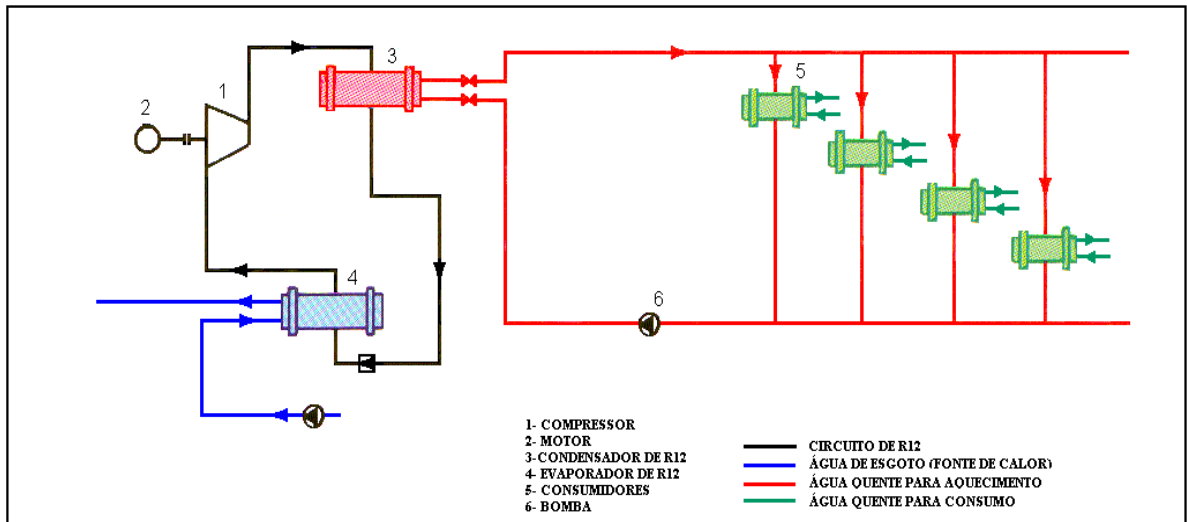


Figura 2. Esquema simplificado de operação da central de bomba de calor de Uppsala [Fonte: Stal-Laval].

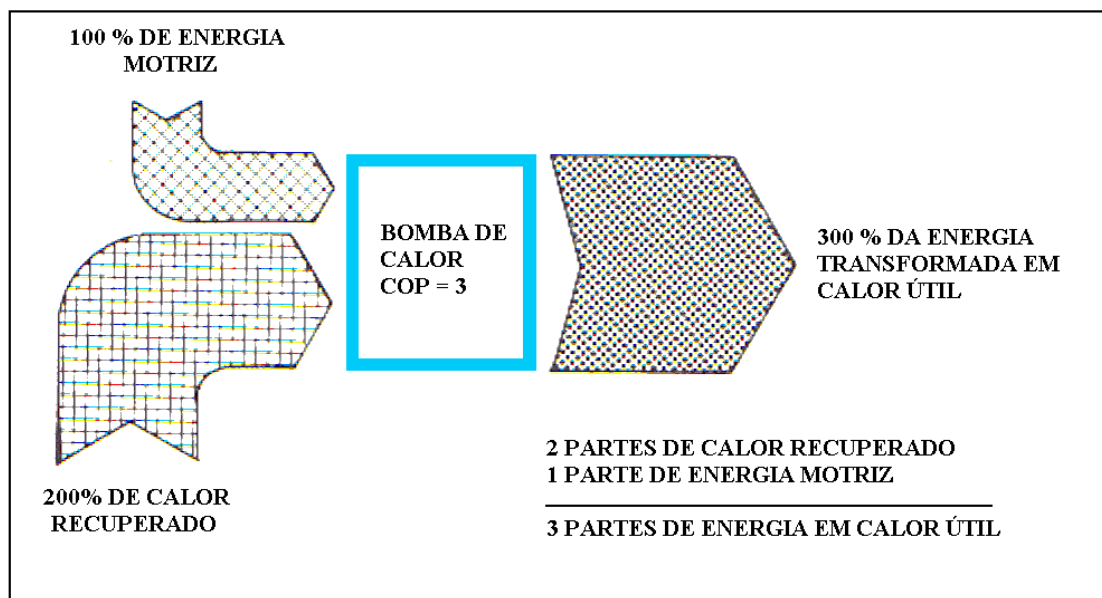


Figura 3. Diagrama do consumo de energia e produção de calor para central de bomba de calor de Uppsala [Fonte: Stal-Laval].

Segundo BOUMA (2002), nos Estados Unidos, até o ano de 2001 existiam cerca de 1,4 milhões de bombas de calor instaladas em residências e prédios comerciais, sendo que no ano de 1999 foram vendidas aproximadamente 50.000 unidades. No Canadá, foram instaladas na década de 90 aproximadamente 30.000 Bombas de calor, cerca de 20% destas, em setores comerciais e institucionais, principalmente em escolas. No Japão, estima-se que haja aproximadamente 5 milhões de unidades. Estima-se cerca de 5,58 milhões de unidades instaladas na China, com um potencial de crescente de mercado, tendo em vista, que existem aproximadamente 800 milhões de m² com residências e prédios comerciais e institucionais que necessitam de aquecimento e refrigeração. Na Europa até 2001, os números são de 4,5 milhões de unidades instaladas em residências e 1,5 milhões em prédios comerciais, excluindo o Europa Oriental. Na região Nordeste da Europa, as bombas de calor residenciais são empregadas no aquecimento de água e calefação do ambiente, enquanto que no Sul da Europa, são empregadas no arrefecimento do ambiente. Na Europa, os países mais representativos em números de bombas de calor instaladas, são a Espanha, a Suécia e a França, com 500.000, 36.000 e 15.000, respectivamente, sendo que os quatro países que mais venderam unidades em 2001, foram a Suécia, a Áustria, a Alemanha e Suíça, com 27.000, 4.800, 3.600 e 2.800, respectivamente.

Segundo BAIRD et al. (1993), a Aqüicultura é uma atividade importante na Flórida, responsável pela produção de peixes ornamentais, bagres, jacarés, ostras e outras espécies aquáticas. Neste tipo de atividade é preciso um controle rígido de temperatura nos tanques durante o período de reprodução, onde é necessária uma grande quantidade de água a uma temperatura em torno de 27 °C. Neste contexto, a tecnologia da bomba de calor é ideal para esta aplicação, por utilizar de modo eficiente a energia elétrica para geração de “calor” e “frio”. No período do verão, é utilizada a fonte fria (evaporador) para o condicionamento do ambiente através de dutos, substituindo os aparelhos convencionais (ar condicionado), e a fonte quente para aquecimento da água. Já no período de inverno, utiliza-se a bomba de calor com o único objetivo de aquecer a água dos tanques, sendo que o evaporador trabalha retirando calor do ambiente externo, conforme ilustra a Figura 4.

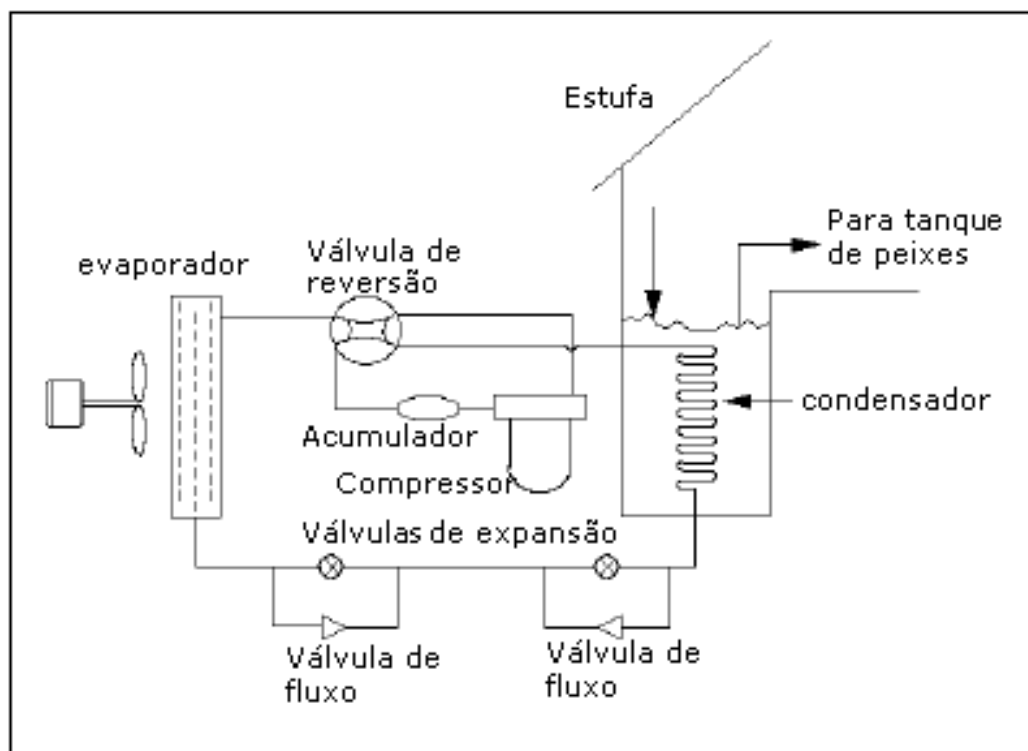


Figura 4. Sistema de bomba de calor utilizada para aquecimento e refrigeração na Aquicultura [Fonte: BAIRD et al. 1993]

ALMIN (1980) citado por ARAÚJO e ROCHA (1990), analisou o funcionamento de uma bomba de calor de um estágio empregada em laticínios. O sistema utilizava como refrigerante R114. Para cada 1 kW absorvido no compressor, a bomba de calor fornecia 1,95 kW de potência frigorífica e 2,85 kW de potência calorífica.

LANG (1979) citado por ARAÚJO e ROCHA (1990), cita um sistema instalado em uma queijaria em Ausnang, Bavária (Alemanha). O queijo produzido era do tipo *Emmental*. Cerca de 90.000 litros de soro a 50 °C eram produzidos diariamente, que juntamente com o calor obtido da planta de refrigeração, dava um total de 16.500 MJ por dia. As necessidades de calor eram para aquecer o leite a 32 °C e pré aquecer água de limpeza a 45 °C. O período de geração de calor não era coincidente com o de consumo. Era utilizado um sistema fechado, que usava água como portadora de calor, constituído por um trocador de calor e um tanque de estocagem de água a 45 °C. O tempo de retorno de investimento suplementar foi de 2 anos.

VALLOT (1981) citado por ARAÚJO e ROCHA (1990), descreve um sistema de bomba de calor aplicado em Ludres, França. O sistema era em cascata. O primeiro circuito

utilizava R22 e operava gelando água, com a uma temperatura de evaporação de $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (fonte fria). O segundo circuito utilizava R114 como refrigerante e descarregava calor na fonte quente a $95\text{ }^{\circ}\text{C}$.

EDF (1987) citado por ARAÚJO e ROCHA (1990), descreve um sistema de bomba de calor instalado na queijaria Guilhoteau, França, com temperatura de evaporação compreendida entre $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de condensação média de $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. O compressor utilizado demandava uma potência de 180 kW. O sistema apresentava um COP de 3,1 e utiliza R22 com fluido refrigerante. A água a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ obtida, era estocada e tinha como função: pré-aquecer o leite a $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ em uma das seções do pasteurizador; aquecimento do ambiente e pré-aquecimento da água de limpeza.

A EDF (1987) citado por ARAÚJO e ROCHA (1990), descreve também a transformação ocorrida na queijaria Roussey, França, em decorrência da ampliação da sua capacidade. Antes da transformação, a indústria possuía um gerador de vapor, com capacidade de 1 t/h e pressão média de 6 bares. O calor gerado permitia aquecer água a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, para pré-aquecer o leite de $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $25\text{ }^{\circ}\text{C}$; aquecer a cuba de queijo e a água de lavagem. Foi instalada uma bomba de calor água-água e, dois tanques de estocagem, de 30 m^3 cada. O novo sistema utilizava R22 como fluido refrigerante, apresentava uma potência absorvida (compressor) de 52 kW; uma potência calorífica de 170 kW e um COP de 3,2. O gerador de vapor foi mantido para assegurar o aquecimento das cubas de queijo, sendo que a maior necessidade térmica era assegurada pela bomba de calor. Houve uma redução de 22% no custo de processamento do leite.

Segundo ARAÚJO e ROCHA (1990), diversos autores descreveram sistemas de bomba de calor aplicados em laticínios. Dentre as diversas citações, foram obtidos valores de coeficiente de desempenho acima de 3. O tempo de retorno do investimento, foi citado por alguns autores, como sendo 2 anos, porém sendo verificado em alguns casos 4 a 5 anos. Sob o ponto de vista de consumo energético a faixa de economia de energia dos sistemas estão entre 13% e 45%.

No Brasil, alguns trabalhos já demonstraram a potencialidade da bomba de calor em processos de aquecimento de água e ambiente. Como exemplo, pode-se citar o trabalho realizado pela CESP - Companhia Energética de São Paulo (1979), sobre a substituição em

hotéis e residências, de sistemas de aquecimento a GLP (gás liquefeito de petróleo) por bombas de calor, onde, verificou-se uma redução de 50% no custo para aquecimento de água.

Outras experiências demonstraram o potencial para recuperação de calor com bombas de calor montadas a partir de sistemas de refrigeração existentes. Em dois trabalhos realizados em abatedouros de frangos (Soberbo e Cotia), CORTEZ & HALÁSZ (1979) e VILARINHO & HALÁSZ (1980), concluiu-se que com um investimento relativamente baixo, pode-se usar economicamente o calor de superaquecimento dos sistemas de refrigeração para pré-aquecer água de escaldamento de frango e outras aves.

No entanto, não foram encontrados na literatura, exemplos de aplicação de bombas de calor em laticínios no Brasil.

Conforme mostrado, os laticínios se apresentam como clientes potenciais para utilização das bombas de calor. Pela questão da conservação do leite, são obrigados a possuírem em suas plantas um sistema de refrigeração que, por sua vez, rejeita uma grande quantidade de calor para o ambiente, calor este que pode ser utilizado para aquecer água usada no processo de limpeza e em demais fases do processo, dispensando a necessidade de possuir mais um equipamento consumidor de energia para este fim.

Nestas instalações, na maioria dos casos, a demanda térmica para aquecimento de água é suprida com uso de tanques providos com resistências elétricas, denominados de “boilers”. Dentre as características deste equipamento destaca-se o alto consumo de energia elétrica.

Segundo CORTEZ & NEVES FILHO (1996), para um investimento relativamente baixo (da ordem de 20% do equipamento instalado), tem-se uma bomba de calor a partir de um sistema de refrigeração. Esse investimento depende fortemente da quantidade de leite produzida e do preço da energia elétrica, com o tempo de retorno variando entre 2 a 3 anos.

Associado ao potencial de utilização da bomba de calor em instalações leiteiras, está o uso do biogás para acionamento deste equipamento. O esterco de bovinos, seja de corte ou de leite, pelo volume e composição merece especial atenção, pois pode tornar-se um importante elemento na promoção de uma maior autonomia energética nas propriedades onde este é produzido, principalmente, na pecuária leiteira, onde é grande a demanda de energia elétrica para geração de frio e calor.

3.5. Uso da biodigestão anaeróbia

A biodigestão ou digestão anaeróbia é um processo biológico de decomposição da matéria orgânica através de grupos de bactérias ou microorganismos, na ausência de oxigênio, daí a denominação anaeróbia. Através desta decomposição, a matéria é digerida por microorganismos específicos que ao se alimentarem produzem gás, em cuja composição, constatamos teores de metano da ordem de 60-70% (Tabela 3). Este gás rico em metano, mas com presença de CO₂, pode ser utilizado para aquecimento, cozimento, iluminação, movimento de motores estacionários e, quando comprimido convenientemente, para movimentação de pequenos motores (GARCIA & PELLEGRINI, 1982).

Tabela 3. Composição do biogás

GÁS	COMPOSIÇÃO (%)
Metano (CH ₄)	60-70
Dióxido de Carbono (CO ₂)	30-40
Gás sulfídrico (H ₂ S)	0,5
Outros gases	0,1

Fonte: GARCIA & PELLEGRINI (1982).

No Brasil este conceito foi introduzido através da instalação do primeiro digestor, de concepção indiana, na Universidade Federal do Rio de Janeiro, em 1949, sendo que, em 1980, a Embrater instalou em Brasília o primeiro modelo Chinês (Granja do Torto).

Em 1986, a situação do Brasil segundo dados da EMBRATER, era de 7520 digestores instalados no meio rural, número que conferiu ao país o terceiro lugar no mundo, tanto em número de unidades como em recursos financeiros aplicados em pesquisa e difusão de tecnologia, sendo ultrapassado pela China e a Índia. No entanto, grande parte desses digestores foram desativados. Dentre os motivos mais citados para explicar a limitação e o descrédito na adoção desta tecnologia, incluem a interrupção do crédito rural específico em 1985 e a falta de seriedade de algumas empresas fabricantes de equipamentos que projetaram produções de biogás acima das realizáveis.

Para alguns setores da agricultura, como a pecuária de leite, por apresentar hoje um uso intensivo de energia elétrica e uma grande dependência desta forma de energia, principalmente em processos de aquecimento e resfriamento, indispensáveis à boa qualidade do leite, atenção especial deve ser dada à produção de biogás, que neste setor, devido à existência de grande quantidade de resíduos orgânicos, poderá proporcionar uma auto-suficiência energética.

Em um confinamento de 100 vacas, um biodigestor pode produzir um volume de 118 m³ de biogás. Volume este suficiente para funcionar um grupo gerador de 15 kVA e este atender com energia elétrica a demanda da ordenhadeira, do resfriador de leite, do triturador, do desintegrador, do misturador de ração e da bomba d'água. A demanda total de biogás do grupo gerador para funcionar estes equipamentos foi estimada em 85,3 m³ de biogás, o que pode ser suprido com folga pelo biodigestor (HARDOIM & GONÇALVES, 2000).

O esterco bovino representa a matéria-prima por excelência para a produção de biogás, pelo fato de já possuir naturalmente os microorganismos responsáveis pela fermentação anaeróbia.

A temperatura ideal para a digestão anaeróbia, situada na faixa mesofílica, é de aproximadamente 35° C. Caso haja interesse em que esta temperatura seja mantida no interior do digestor, é necessária, na maioria dos casos, a utilização de sistema de isolamento térmico e aquecimento. A importância do emprego destes sistemas baseia-se no fato que, a temperaturas mais elevadas, a velocidade de reação é maior, sendo requerido um volume menor do digestor, o que afeta diretamente o custo das instalações (BENINCASA et. al., 1991).

O tempo de retenção varia em função do tipo de biomassa, granulometria da biomassa, temperatura do digestor, pH da biomassa, etc., mas, de modo geral, situa-se na faixa de 4 a 60 dias. Normalmente, o tempo de digestão para esterco de animais domésticos situa-se na faixa de 20 a 30 dias (COMASTRI FILHO, 1981).

A quantidade de gás varia com o tipo de dejetos, variável também de animal para animal. Da mesma forma o dejetos do mesmo animal pode variar de acordo com a ração consumida. A Tabela 4 dá uma idéia das variações na quantidade de dejetos produzidos em função da espécie animal e do regime de criação.

Tabela 4. Estimativa de produção diária de dejetos para diferentes espécies animais

ANIMAL	QUANTIDADE DE DEJETO (kg)
bovino adulto estabulado	30
bovino adulto semi-estabulado	15
bovino adulto não estabulado	10
porco adulto	2,6
porco adulto (dejeto + urina)	5,8
Galinha	0,12
Eqüino	12

Fonte: SANTIAGO & CRESTANA (1981)

Vários fatores influem na produção do biogás, porém todos são perfeitamente controláveis. Segundo BATISTA (1980) citado por COMASTRI FILHO (1981), a produção do biogás nada mais é do que uma função da composição da matéria prima utilizada e da eficiência do sistema digestor, além de outros fatores. A Tabela 5 mostra diferentes substratos para biodigestores e sua produção média de biogás.

Tabela 5. Diferentes substratos para biodigestores e sua conversão em biogás.

SUBSTRATO	QUANTIDADE (kg)	BIOGÁS (m ³)
Esterco fresco de bovino	10	0,40
Esterco seco de galinha	1	0,43
Esterco seco de suíno	1	0,35
Resíduo vegetal seco	1	0,40
Resíduo de Frigorífico	1	0,07
Lixo	1	0,05

Fonte: COMASTRI FILHO (1981)

A quantidade de metano existente no biogás regula seu poder calorífico que, normalmente, se situa na faixa de 20938 a 25126 kJ/m³, isto em função da sua pureza. Quanto mais puro, maior é o seu poder calorífico, que pode atingir em torno de 50251 kJ/m³, com a retirada de CO₂. A Figura 5 mostra uma estação de purificação de biogás.

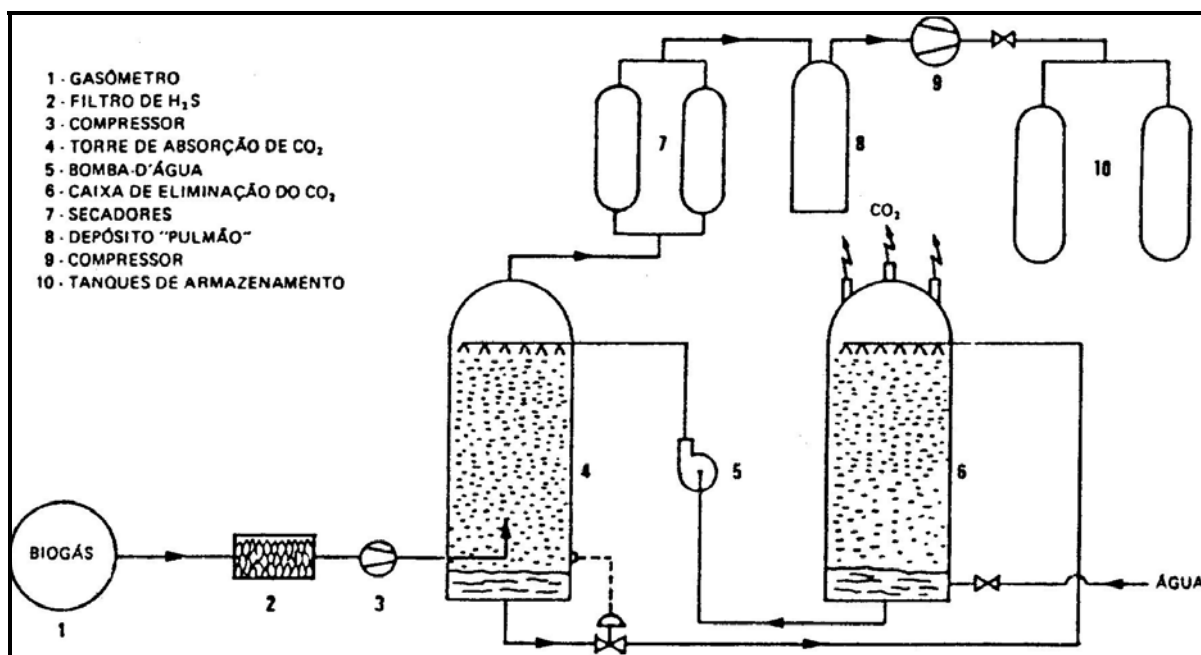


Figura 5. Estação de purificação de biogás a baixa pressão (5 Nm³/h) para uso automotivo
 [Fonte: : BEDUSCHI et al. (1985) citado por LUCAS JR & SILVA (s.d.)].

Quando em contato com o ar atmosférico, na proporção de 6 a 15% é altamente explosivo, da mesma forma que o gás liquefeito de petróleo. Na Tabela 6 são apresentados diferentes fontes energéticas e seu valor correspondente em biogás.

Tabela 6. Comparação entre diferentes fontes energéticas e o biogás.

Fonte Energética	Equivalência em biogás (m ³)
Gasolina (1 litro)	1,63
Óleo Diesel (1 litro)	1,80
Querosene (1 litro)	1,73
Gasolina de avião (1 litro)	1,58
Óleo combustível (1 litro)	2,00
Petróleo médio (1 litro)	1,81
Álcool combustível (1 litro)	1,26
Gás liquefeito de petróleo (1 kg)	2,20
Lenha (1 kg)	0,65
Carvão vegetal (1 kg)	1,36
Xisto (1 kg)	0,29
Energia elétrica (1 kWh)	0,70

Fonte: COMASTRI FILHO (1981)

Por apresentar alta percentagem de metano, é extremamente inflamável, podendo ser usado para vários fins. No meio rural é utilizado, principalmente, para: cocção, iluminação, refrigeração doméstica e aquecimento. Também, pode ser usado no acionamento de motores a explosão e geração de energia elétrica. A Tabela 7 mostra o consumo de biogás para algumas utilizações.

Tabela 7. Consumo e pressão do biogás para algumas de suas utilizações

Tipo	Pressão de utilização (m.c.a.)	Consumo
Cocção	6,0 a 15,0	0,034 m ³ /pessoa.d
Iluminação	5,0 a 10,0	0,07 m ³ /camisa de 100W.h
Geladeira (absorção)	10,0	3,10 m ³ /dia
Forno de assar	10,0	0,42 m ³ /h
Aquecedor de ambiente	10,0	0,23 m ³ /h
Chuveiro a gás	10,0	0,15 m ³ /pessoa
Motor a explosão	15,0 (mínimo)	0,37 m ³ /HP.h
Campânula de pintainhos	10,0	0,29 m ³ /h

Fonte: IPT (1982)

Após a digestão, a matéria orgânica resultante apresenta alta qualidade (em média apresentam 1,0 a 1,5% de nitrogênio, 1,0 a 1,5% de fósforo e 0,5 a 1,0% de potássio) para uso como fertilizante agrícola. Trata-se de um adubo orgânico, isento de agentes causadores de doenças e pragas às plantas e contribui de forma extraordinária no restabelecimento do teor de húmus do solo (COMASTRI FILHO, 1981).

A literatura consultada, menciona várias utilizações para o biogás, desde aquecimento e iluminação até a alimentação de motores estacionários usados para irrigação e geração de energia elétrica, inclusive com tabelas que demonstram o consumo de biogás para algumas aplicações.

Em nível de processos agro-industriais envolvendo resfriamento, pode ser citado o trabalho realizado por SILVA & CORTEZ (1991) no qual foi utilizado um biodigestor instalado na Faculdade de Engenharia Agrícola da UNICAMP, alimentado por dejetos bovinos, para acionamento de um sistema de refrigeração por absorção. O sistema de refrigeração tinha por objetivo a geração de “frio” para resfriamento e conservação de leite.

No caso da utilização em motores estacionários, verifica-se o uso de biogás para acionamento de bombas na irrigação e para geração de energia elétrica. No entanto, verifica-se

não existir trabalhos na área de refrigeração com a utilização de biogás para acionamento direto de ciclos a compressão, principalmente em se tratando do aproveitamento dos dois efeitos térmicos, com o sistema funcionando como bomba de calor para utilização em processos onde existem demandas sucessivas de “frio” e “calor”, como na ordenha e resfriamento do leite.

Como o esterco bovino deve ser diluído em água para uso no biodigestor, existe ainda, a disponibilidade para utilização da água quente obtida com a bomba de calor para diluição desta ao substrato a ser digerido. A adição de água quente favorece a operação do biodigestor dentro da faixa mesofílica, melhorando a digestão e a produção de biogás. A Figura 6 mostra um fluxograma deste sistema para uma fazenda leiteira.

A água residual resultante da limpeza das instalações e equipamentos, ainda quente, mas a uma temperatura mais baixa é canalizada juntamente com os dejetos para o biodigestor. A construção do biodigestor com um certo desnível em relação as instalações, facilita a retirada dos dejetos, que seguem por gravidade, a adição da água também reduz o atrito com o cano.

No caso do sistema ilustrado na Figura 6, a fonte de alimentação com energia elétrica é utilizada por segurança. Caso haja produção de biogás insuficiente ou falha do sistema, um motor elétrico que está conectado em paralelo com o conjunto faz o acionamento da bomba de calor. Caso haja necessidade de utilização de energia elétrica para acionamento de algum dispositivo elétrico pode-se utilizar um gerador conectado ao motor a biogás da bomba de calor.

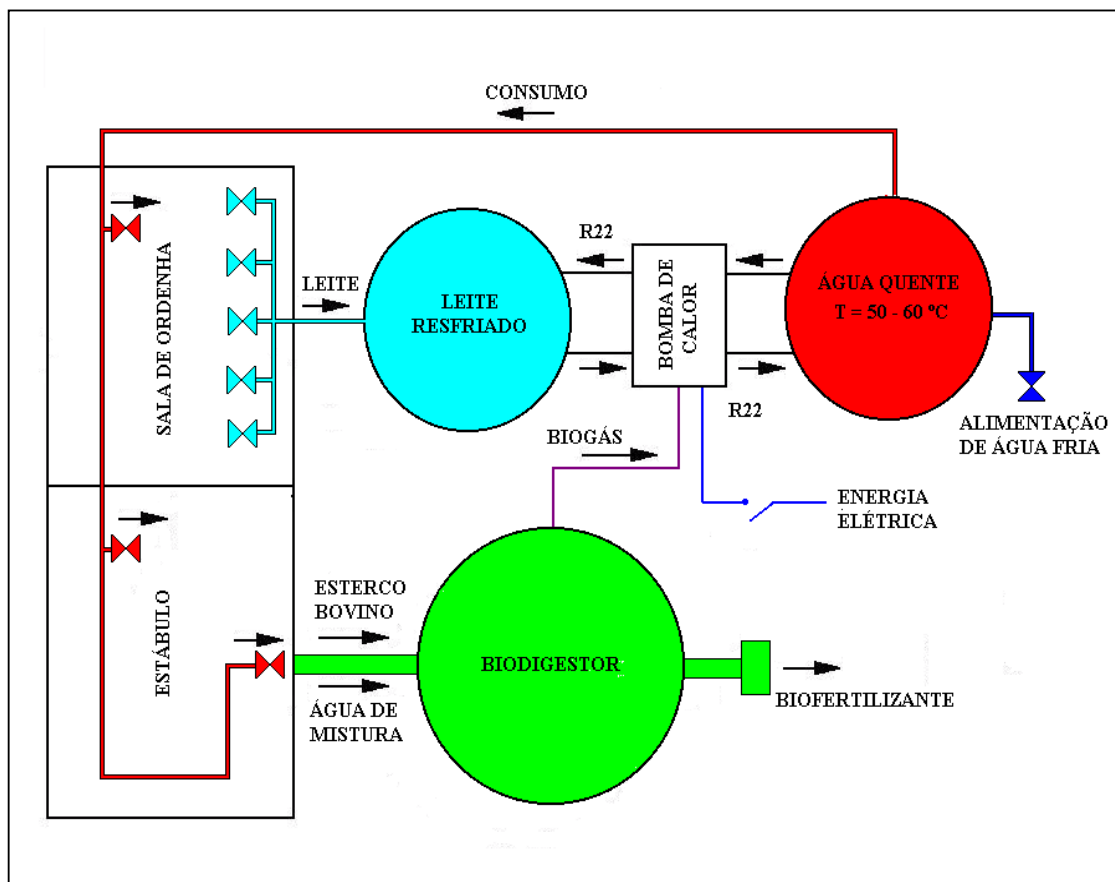


Figura 6. Fluxograma operacional de uma bomba de calor a biogás para uma fazenda leiteira.

4. METODOLOGIA

4.1. Dimensionamento e montagem dos protótipos da bomba de calor

Foram dimensionados e montados 3 protótipos da bomba de calor, todos com a mesma capacidade frigorífica, sendo dois para testes em laboratório com gás natural e um para testes em campo, com biogás de dejetos bovinos. Os protótipos receberam a designação de “B1”, “B2” e “B3”, sendo a letra “B” de bomba de calor e a numeração, referente à ordem de montagem dos protótipos. O fluido refrigerante usado nos protótipos foi o R22.

Para determinação da capacidade das bombas de calor, considerou-se uma fazenda típica de produção de leite com uma produção total diária de 1000 litros. Escolheu-se este volume, pois conforme verificado na bibliografia consultada, o desempenho econômico para investimento em tanques de resfriamento é melhor para capacidades superiores a 500 litros. Sendo economicamente inviável para capacidades inferiores a 250 litros.

Nestas fazendas, tipicamente, a ordenha é realizada duas vezes ao dia, a primeira é realizada pela manhã, às 4:00 horas (60% do leite), e a segunda, pela tarde, às 16:00 horas (40% do leite). Assim, para a capacidade escolhida, resulta em um volume a ser resfriado, de 600 litros de leite pela manhã e 400 litros à tarde.

Tendo em vista o intervalo de tempo de aproximadamente 10 horas entre cada ordenha, para reduzir a capacidade do equipamento, diminuindo o investimento inicial, melhorando também o fator de carga da instalação, com a utilização do equipamento em períodos maiores de tempo, escolheu-se trabalhar com termo-acumulação, tanto pelo lado “frio”, como pelo lado quente.

Para efeito de comparação, decidiu-se trabalhar com dois tipos de termo-acumulação no lado “frio”: banco de gelo com serpentina lisa e tanque com solução água-álcool. O banco de gelo já bastante utilizado em laticínios, por ser de construção e operação mais simples e barata. A adição de álcool na água, permite trabalhar com temperaturas negativas, sem haver congelamento, aumentando a capacidade de estocagem de energia térmica, reduzindo o volume do tanque.

Para a acumulação de “calor”, pela simplicidade operacional, decidiu-se trabalhar com água como meio acumulador, com a conexão direta do condensador da bomba de calor ao tanque termo-acumulador.

Assim, decidiu-se dimensionar o protótipo “B1” para trabalhar com banco de gelo e os protótipos “B2” e “B3” para trabalharem com solução água-álcool, com concentração de 20% de álcool. Os dados e os procedimentos utilizados no dimensionamento encontram-se no Apêndice A.

A carga térmica calculada para resfriamento do leite, foi de 74437 kJ para a ordenha da manhã e, de 49492 kJ para a ordenha da tarde. Tomando-se a maior carga térmica para o dimensionamento dos sistemas de termo-acumulação, calculou-se uma capacidade média de 4,07 kW para a bomba de calor acumular a carga térmica de resfriamento em 10 horas de operação.

Para a maior carga térmica, levando-se em consideração a energia estocada na água do banco de gelo, calculou-se uma massa de 186 kg de gelo a acumular. Para a solução água-álcool, considerando o calor específico médio da solução, estimou-se um volume de 2000 litros de solução a -5 °C.

As Tabelas 8, 9, 10 mostram as capacidades dos componentes dimensionados para os três protótipos da bomba de calor a biogás. Devido a variação de carga térmica característica do processo de termo-acumulação, são apresentadas as capacidades máximas e mínimas, calculadas. A carga máxima se refere ao início e a mínima, ao final do processo.

As válvulas de expansão foram dimensionadas de acordo com a capacidade dos evaporadores, considerando-se as condições iniciais de trabalho. Para melhor controle da temperatura e do superaquecimento, optou-se por trabalhar com válvulas de expansão termostáticas, com equalização externa de pressão.

Tabela 8. Capacidade para os evaporadores dimensionados para as bombas de calor.

Bomba de calor	Capacidade máxima (kW)	Capacidade mínima (kW)
Protótipo “B1”	18,97	1,70
Protótipos “B2” e “B3”	5,14	1,90

Tabela 9. Capacidade para os compressores dimensionados para as bombas de calor.

Bomba de calor	Capacidade máxima (kW)	Capacidade mínima (kW)
Protótipo “B1”	4,63	1,70
Protótipos “B2” e “B3”	5,14	1,90

Tabela 10. Capacidade dos condensadores dimensionados para as bombas de calor.

Bomba de calor	Capacidade máxima (kW)	Capacidade mínima (kW)
Protótipo “B1”	5,23	2,19
Protótipos “B2” e “B3”	5,88	2,82

Exceto o evaporador da bomba de calor “B1” os demais componentes dimensionados foram selecionados com base em catálogos técnicos, considerando-se as capacidades comerciais existentes. No caso do evaporador do protótipo “B1”, por não ter sido encontrado no mercado um equipamento com as características e capacidade requerida, adquiriu-se os tubos de cobre para montagem do mesmo em laboratório. Além dos evaporadores tipo serpentina encontrados no mercado, serem para capacidades muito superiores, tinha-se também, a questão das dimensões do tanque disponível para o banco de gelo.

Para os condensadores dos protótipos, devido a maior eficiência de troca, e assim, tamanho e peso reduzidos, optou-se por utilizar trocadores de calor de placas brasadas. Também, para os evaporadores dos protótipos “B2” e “B3”, optou-se pelo mesmo tipo de trocador.

De maneira a reduzir as perdas de transformação, decidiu-se trabalhar com o motor a combustão, conectado diretamente ao compressor. Para isto, foi selecionado um compressor “aberto”, uma vez que, usando um compressor hermético, não seria possível realizar a conexão mecânica. Pensou-se que a utilização do biogás para acionamento de um grupo gerador para produção de energia elétrica e posteriormente, transformação da energia elétrica em energia mecânica para acionamento do compressor, além de aumentar as perdas, devido às várias transformações da energia, tornaria o sistema mais complexo e caro.

Nas tabelas 11 e 12, encontram-se as características: tipo, marca, modelo e capacidade nominal dos componentes de refrigeração selecionados para os protótipos “B1”, “B2” e “B3”.

Tabela 11. Componentes de refrigeração selecionados para a bomba de calor “B1”

Componente	Tipo	Marca	Modelo	Capacidade nominal (kW)
Compressor	Aberto	Bitzer	Bloco III	4,63(*)
Válvula de expansão	Termostática, equalização externa	Danfoss	TEX2-1.0	4,80
Condensador	Placas brasadas	Apema	WP 4 -20	5,23

* Capacidade nominal em condições de operação com temperatura de evaporação a -5 °C e condensação a 30 °C .

Tabela 12. Componentes de refrigeração selecionados para a bomba de calor “B2” e “B3”

Componente	Tipo	Marca	Modelo	Capacidade nominal (kW)
Evaporador	Placas brasadas	Apema	AE 5-20	5,23
Compressor	Aberto	Bitzer	Bloco III	4,63(*)
Válvula de expansão	Termostática, equalização externa	Danfoss	TEX2-1.5	6,40
Condensador	Placas brasadas	Apema	WP 4-30	6,98

* Capacidade nominal em condições de operação com temperatura de evaporação a -5 °C e condensação a 30 °C .

Com relação aos tanques de termo-acumulação, para o protótipo “B1” dimensionou-se o tanque de água quente com uma capacidade de 1000 litros e, no caso do banco de gelo, utilizou-se um tanque que havia disponível no laboratório, tendo este um volume útil de 657 litros.

Para os protótipos “B2” e “B3”, considerando-se o uso de capacidades comerciais, selecionou-se inicialmente um tanque de solução água-álcool com um volume de 2000 litros e, o tanque de acumulação de água quente para um volume de 1000 litros. Para redução dos custos de montagem do experimento, decidiu-se reduzir pela metade o volume dos tanques, assim, selecionou-se um tanque de 1000 litros para a solução água-álcool e um tanque de 500 litros para a água quente.

Tendo reduzido as massas de solução e de água quente pela metade, para obter o mesmo comportamento de temperatura, considerou-se a redução do tempo de funcionamento

para o ensaio, de 10 para 5 horas, otimizando também, o tempo de realização dos experimentos.

No caso do protótipo “B1”, tendo em vista o comportamento do banco de gelo, não foi possível reduzir o tempo de realização dos ensaios nas condições nominais. Pois, se fosse reduzido o tempo de ensaio, reduzindo o volume do tanque de água quente pela metade, o comportamento da espessura de gelo não seria igual ao do tempo de 10 horas de operação.

Com a utilização dos componentes selecionados, para uma condição inicial com a temperatura da água do banco de gelo igual a 3,5 °C e, a temperatura da água do reservatório quente igual a 25 °C, a capacidade estimada de produção de energia térmica para a bomba de calor “B1”, para 10 horas de operação, foi de aproximadamente 219 kg de gelo, 414 litros de água em próximo de 0 °C e, 1000 litros de água quente a aproximadamente 50 °C.

Para os protótipos “B2” e “B3” considerando as mesmas condições iniciais, com a utilização dos componentes selecionados, a produção de energia térmica estimada para 10 horas de operação foi de 2000 litros de solução a -9,10 °C e, 1000 litros de água quente a aproximadamente 60 °C. Considerando, o tempo de operação de 5 horas, estimou-se, 1000 litros de solução a -9,10 °C e 500 litros de água quente a 60 °C.

A potência do motor a combustão foi determinada com base na potência elétrica máxima, necessária para acionamento do compressor selecionado, fornecida pelo catálogo técnico, considerando-se a perda de potência na conversão de gasolina para gás. Assim, com base nas potências comerciais disponíveis, dimensionou-se uma potência de 5,89 kW (8 CV). Selecionou-se então, um motor ciclo Otto, originalmente a gasolina, marca Honda, modelo GXV 240, monolicindro, resfriado a ar.

Para uso com gás não foram necessárias alterações significativas no motor, além da mudança na inclinação do eletrodo da vela para aumentar a ignição e, da abertura de dois furos, um na base do filtro de ar, para colocação de um tubo para a admissão de gás e outro, na tubagem de admissão de mistura para conexão da linha de “vácuo” do diafragma da válvula redutora de pressão. Este último só foi necessário para o motor utilizado em laboratório, pela necessidade de uso de válvula redutora, devido a alta pressão do cilindro de gás natural, cerca de 20 MPa.

Tendo em vista que o motor a combustão teria dificuldades em partir conectado ao compressor, considerando o elevado torque de partida e a baixa rotação, optou-se por utilizar

um motor elétrico com uma potência igual à necessária para acionamento dos compressores, como motor de arranque para impulsionar o motor a combustão na partida.

O fato de dimensionar o motor elétrico de arranque com esta potência, foi para também utilizá-lo no acionamento da bomba de calor, para obtenção de dados com acionamento elétrico e comparação com os dados de acionamento das bombas de calor com o motor a combustão. Considerando uma utilização prática da bomba de calor, se teria mais uma opção de acionamento, tornando o sistema mais confiável, pois, havendo qualquer problema com o biogás, o sistema poderia ser acionado com energia elétrica, garantindo o resfriamento do leite.

Com base nos dados de consumo de biogás retirados da bibliografia, considerando a potência teórica do motor, desprezando-se as perdas de conversão, estimou-se o consumo de biogás do motor a combustão para acionamento das bombas de calor, em torno de 1,92 m³/h

Após o dimensionamento das capacidades e seleção, foram adquiridas as peças e componentes e, os protótipos foram montados no laboratório. As Figuras 7 e 8 mostram os fluxogramas simplificados de funcionamento para as bombas de calor “B1” e, “B2” e “B3”.

Na Figura 9 tem-se o evaporador montado para o banco de gelo da bomba de calor “B1”. O evaporador foi montado, conforme o dimensionamento, com tubos de cobre de 15,9 mm de diâmetro. Para minimizar a perda de carga e o superaquecimento excessivo do refrigerante na saída do evaporador, implicando numa maior formação de gelo próxima à válvula de expansão, o comprimento total de 45 m, foi distribuído em 6 serpentinas horizontais de 7,5 metros cada, dispostas umas sobre as outras e, amparadas por uma base de metal. Para garantir uma distribuição uniforme do fluido refrigerante em cada serpentina, o evaporador foi montado com um distribuidor de líquido na entrada, após a válvula de expansão e um tubo coletor na saída (sucção).

A distância deixada entre os tubos, para não ocorrer a união dos cilindros de gelo, foi de 10 centímetros. A união dos cilindros de gelo, no processo de utilização da carga térmica, caso do processo de resfriamento, afetaria a troca de calor com a água, devido à redução da área superficial do gelo.

A Figura 10 mostra o conjunto motor-compressor e sistema de partida utilizado nas bombas de calor.

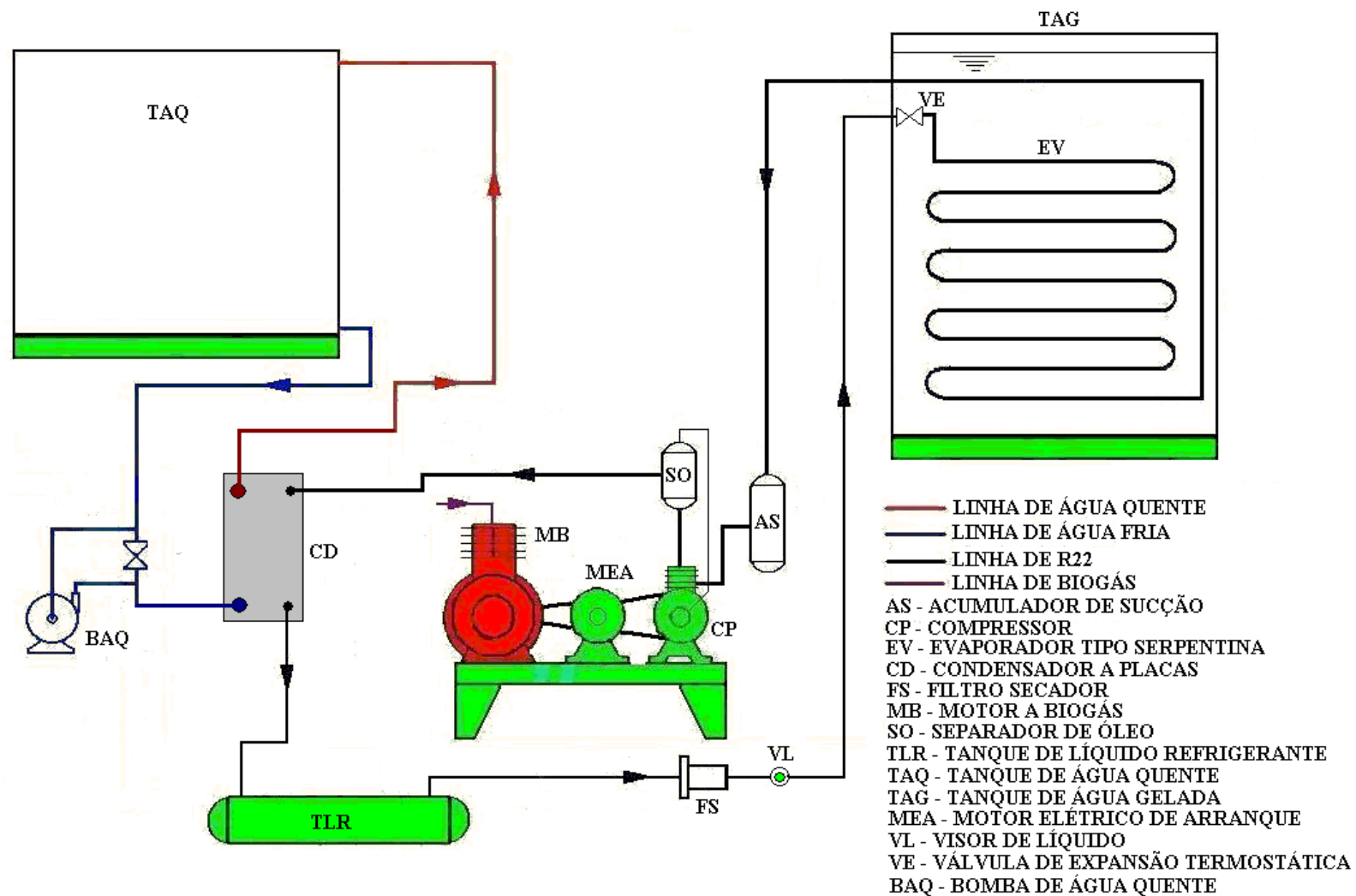


Figura 7. Fluxograma simplificado de funcionamento da bomba de calor “B1”.

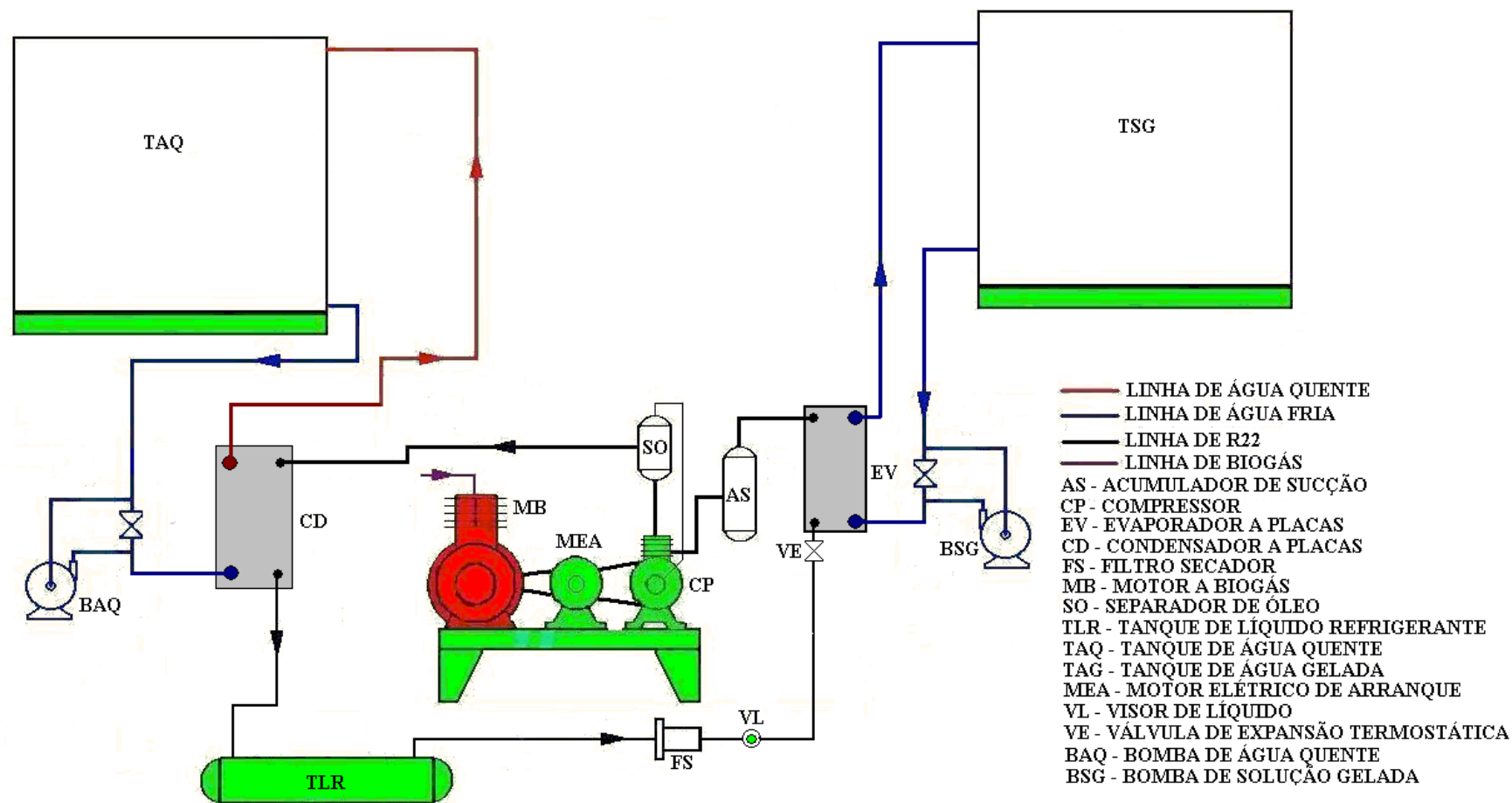


Figura 8. Fluxograma simplificado de funcionamento das bombas de calor “B2” e “B3”.



Figura 9. Evaporador montado para o banco de gelo da bomba de calor “B1”.

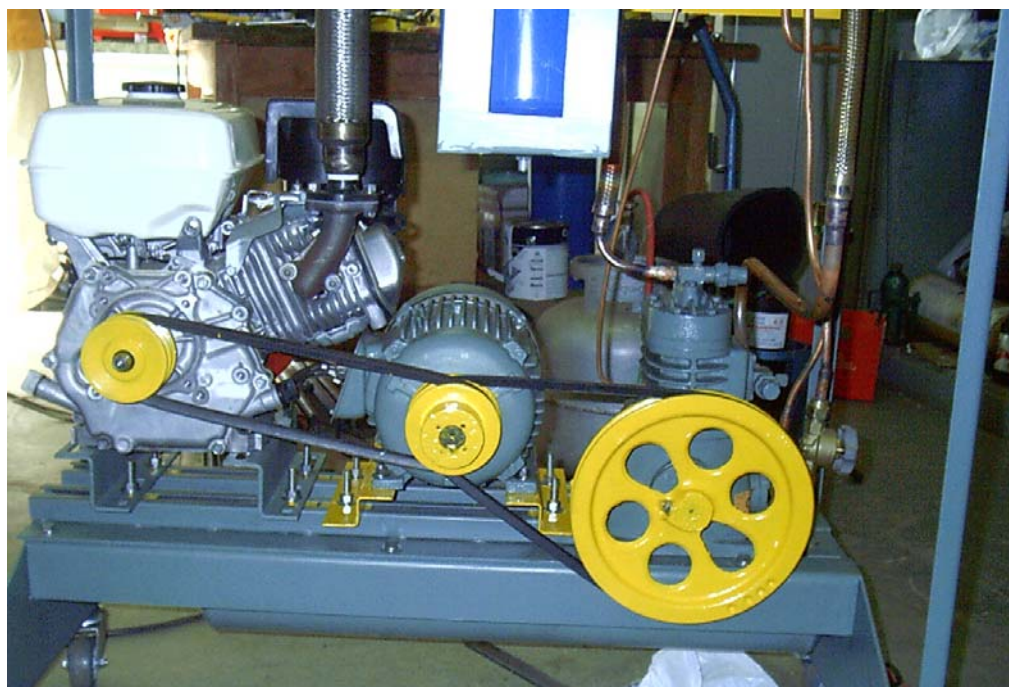


Figura 10. Detalhe do sistema de partida e acionamento utilizado nas bombas de calor.

O sistema foi projetado, para funcionar semelhante à partida de um veículo. Girando-se uma chave de partida montada no quadro elétrico, o motor elétrico arrastava o compressor e o motor a biogás, onde, com a abertura da válvula solenóide de gás este entrava em funcionamento. Neste momento, solta-se a chave de partida, desligando-se o motor elétrico, passando este a simplesmente a transmitir o movimento para o compressor.

Na Figura 11 tem-se o evaporador já instalado no tanque acumulador de gelo (banco de gelo) da bomba de calor “B1”.



Figura 11. Evaporador instalado no tanque acumulador de gelo da bomba de calor “B1”.

A Figura 12 mostra o protótipo “B1” na fase de montagem dos componentes de refrigeração, ainda sem o motor a combustão, onde podem ser vistos: o acumulador de sucção conectado ao compressor, o separador de óleo e o condensador a placas.

O protótipo “B1” foi o primeiro a ser montado, sendo inicialmente instalado numa área provisória, para realização de testes de capacidade. A Figura 13 mostra a bomba de calor “B1” na primeira instalação, conectada ao banco de gelo e ao reservatório de água quente. A Figura 14 mostra o reservatório de água quente utilizado inicialmente no protótipo “B1”, montado no laboratório a partir de uma caixa de fibrocimento de 1000 litros isolada com manta de fibra de

vidro que, por problemas de condensação de água, encharcando isolamento, foi substituído na segunda montagem por um reservatório adquirido pronto, isolado com poliuretano expandido.

Posteriormente, devido a questão de espaço, a bomba de calor “B1” foi transferida para uma outra área laboratorial, onde foi instalada juntamente com o protótipo “B3”, para a realização dos testes de laboratório.

Como os protótipos “B1” e “B3” ficariam instalados em laboratório para testes, tendo em vista que em hipótese alguma os dois funcionariam simultaneamente, para reduzir os custos de montagem, adquiriu-se um único motor a combustão para ser compartilhado pelos dois protótipos.

Da mesma maneira, foi aproveitado o reservatório de solução água-álcool do protótipo “B3”, que era de 1000 litros, para servir como reservatório de água quente do protótipo “B1” nos ensaios nominais, quando o protótipo “B3” não estivesse em teste. Evitando-se a aquisição de mais um tanque.



Figura 12. Protótipo “B1”: fase de montagem dos componentes de refrigeração.

A Figura 15 mostra os tanques de 1000 e 500 litros utilizados para a estocagem de solução água-álcool e água quente do protótipo “B3”. Para o protótipo “B2” foram adquiridos dois tanques iguais. Estes eram construídos em fibrocimento, revestidos internamente com resina epóxi, possuíam isolamento em poliuretano expandido de 50 mm de espessura e, acabamento externo em chapa de aço galvanizada.



Figura 13. Primeira instalação da Bomba de calor “B1”.

Na Figura 16, tem-se a bomba de calor “B2” na fase de montagem dos componentes de refrigeração, onde pode ser visto, a esquerda da fotografia, o evaporador a placas já instalado e isolado, conectado ao acumulador de sucção e, o separador de óleo do compressor.



Figura 14. Reservatório de água quente utilizado inicialmente para o protótipo “B1”.



Figura 15. Tanque de 1000 litros para acumulação de solução de água-álcool e ao fundo, tanque de 500 litros para acumulação de água quente, usados para o protótipo “B3”.



Figura 16. Fase de montagem dos componentes de refrigeração da bomba de calor “B2”.

O acumulador de sucção foi utilizado nos três protótipos, para evitar retorno de líquido para o compressor, tendo em vista o fato de estar trabalhando com termo-acumulação, implicando em variações significativas da carga térmica entre o início e o final do processo. O separador de óleo instalado na linha de descarga do compressor, tem o objetivo de separar o óleo misturado com refrigerante no processo de compressão, evitando a falta de óleo no compressor e a redução de troca pelo acúmulo indesejado de óleo nos trocadores.

A Figura 17 mostra o protótipo “B3” também na fase de montagem dos componentes e controles de refrigeração. Pode-se ver a direita, o evaporador e, a esquerda, o condensador, ainda sem isolamento. Ao centro tem-se o acumulador de sucção, também, ainda sem isolamento, sendo conectado ao compressor.

Na Figura 18, são mostrados os protótipos “B2” e “B3”, semiprontos, faltando somente o isolamento de algumas linhas de refrigeração e, a instalação do motor a combustão do protótipo “B2”.



Figura 17. Bomba de calor “B3” na fase de montagem dos componentes de refrigeração.

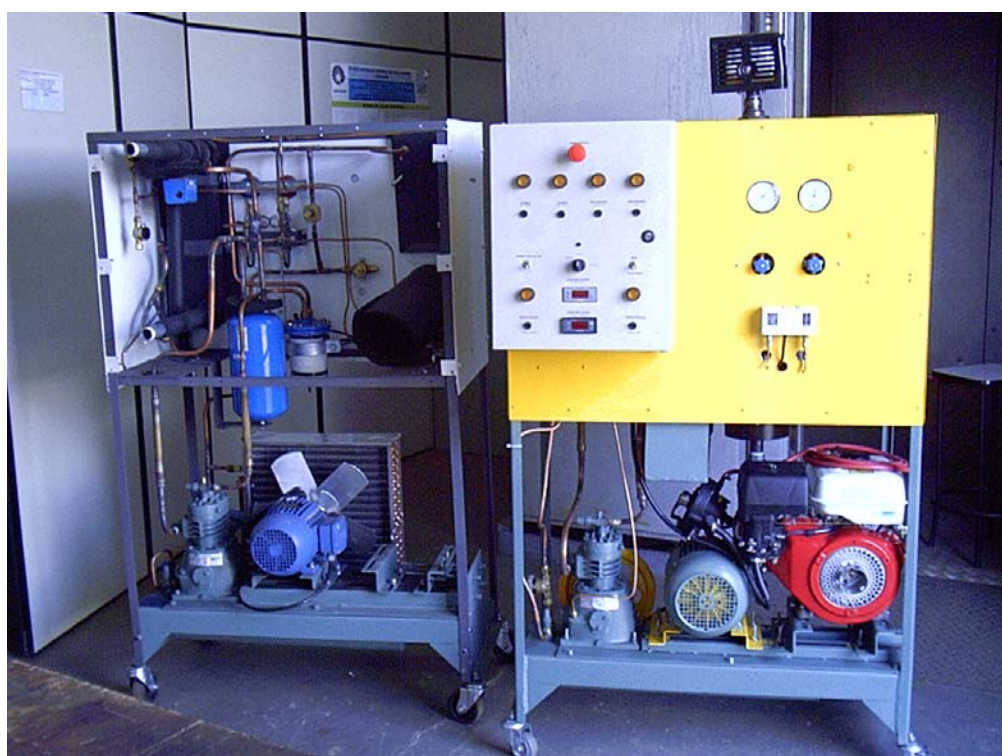


Figura 18. Protótipos “B2” e “B3” semiprontos.

Para controle de operação e acionamento dos dispositivos auxiliares: bombas d'água e válvulas de controle de gás e líquido refrigerante; as bombas de calor foram equipadas com quadro elétrico de comando. Os dispositivos de controle de temperatura e pressão também foram conectados a este quadro elétrico. A operação poderia ser automatizada por tempo, no caso do protótipo "B1", ou, por temperatura dos reservatórios térmicos, no caso dos protótipos "B2" e "B3". Sendo estes equipados com controladores de temperatura para os tanques de solução água-álcool e água quente.

Para segurança operacional do equipamento, as bombas de calor foram equipadas com manômetros e pressostatos de alta e baixa pressão.

No caso do protótipo "B2", como este trabalharia a campo, para evitar problemas de operação, buscou-se equipá-lo, por segurança, com mais dispositivos de automação. Foram instaladas chaves de fluxo na entrada dos trocadores, assim na eventual parada de uma das bombas d'água, a bomba de calor pararia automaticamente, evitando danos ao sistema frigorífico. Além disso, montou-se o protótipo "B2" com um condensador auxiliar a ar, para evitar a parada do equipamento pela elevação excessiva da pressão, no caso da não utilização da água do reservatório quente.

O condensador auxiliar do protótipo "B2" era comandado por um termostato instalado no tanque de água quente. Caso a temperatura se elevasse acima dos 60° C automaticamente, o termostato acionava uma válvula solenóide, desviando o fluxo de refrigerante para o condensador auxiliar. Com a temperatura do tanque de água quente baixando, automaticamente o fluxo era desviado novamente para o condensador principal (trocador a placas brasado).

Todos os protótipos foram montados com válvula solenóide de corte de combustível comandada pelo quadro elétrico e, intertravada com os sistemas de controle por temperatura e pressão. Assim, com a parada da bomba de calor por qualquer motivo, a válvula cortava alimentação do gás evitando vazamentos.

4.2. Instalação e instrumentação das bombas de calor

A instalação das bombas de calor consistiu basicamente na conexão dos trocadores de calor com os tanques de termo-acumulação de “frio” e “calor”, na alimentação elétrica dos painéis de controle e das bombas e, na conexão dos tanques a rede de água. As bombas de calor “B1” e “B3” foram instaladas no Laboratório de Termodinâmica e Energia da Faculdade de Engenharia Agrícola da Unicamp e, o protótipo “B2”, no Campo Experimental de Produção de Biogás da Faculdade Ciências Agrárias e Veterinárias da Unesp de Jaboticabal.

A Figura 19 mostra os protótipos “B1” e “B3” instalados no laboratório, onde pode ser visto também, o cilindro de gás natural, usado para alimentação do motor a combustão nos testes. Ao fundo podem ser vistos os tanques de termo-acumulação, tem-se a esquerda da bomba de calor “B3” o tanque de 1000 litros de solução água-álcool, e a direita, o tanque de 500 litros, compartilhado com o protótipo “B1”, para acumulação de água quente.



Figura 19. Protótipos “B3” e “B1” instalados em laboratório, conectados aos reservatórios térmicos.

O cilindro de gás natural tinha capacidade para 21 m³, sendo montado sobre um carrinho para facilitar o seu transporte. Este possuía uma válvula de alimentação que permitia o seu abastecimento em postos de gás.

A Figura 20 mostra as tubulações conectando os trocadores de calor aos reservatórios térmicos de água quente e de solução água-álcool. Para reduzir a transmissão de calor, as mangueiras foram isoladas com tubos de borracha esponjosa, com 10 mm de espessura.



Figura 20. Reservatórios térmicos conectados aos trocadores de calor das bombas de calor.

A Figura 21 mostra a bomba de calor “B2” instalada em Jaboticabal para testes com biogás.



Figura 21. Bomba de calor “B2” instalada em Jaboticabal para testes com biogás.

Para instrumentação das bombas de calor, tendo em vista os dados a serem coletados nos ensaios a serem realizados, necessários para determinação das propriedades para as análises termodinâmicas e também, para a análise econômica, verificou-se necessidade de medição dos seguintes parâmetros: temperatura, pressão, vazão mássica de refrigerante, vazão de água nos trocadores de calor, consumo de gás do motor a combustão, consumo e potência das bombas d'água e, consumo e potência elétrica do motor elétrico, no caso do acionamento elétrico das bombas de calor. No Apêndice B são mostrados os fluxogramas de instalação dos instrumentos de medição nas bombas de calor.

Para medição de temperatura foram utilizados termopares tipo “T” com isolamento mineral (Figura 22). Os termopares foram instalados na entrada e saída de cada componente das bombas de calor: condensador, evaporador, compressor e válvula de expansão. No caso dos trocadores a placas, foram instalados termopares na entrada e saída do fluxo, para determinação do calor cedido ou retirado. Para medição da variação de temperatura dos

reservatórios térmicos, foram utilizados termopares conjugados, permitindo a medição em várias profundidades (Figura 23).



Figura 22. Termopares com isolamento mineral, com pote liso e pote com rosca para conexão nas tubulações dos trocadores de calor.



Figura 23. Termopar conjugado ou tipo poço utilizado para medição da variação da temperatura nos reservatórios térmicos.

O termopar conjugado ou tipo poço é composto por vários termopares montados no interior de uma haste metálica com isolamento mineral, distribuídos em pontos diferentes, permitindo a medição em vários níveis dentro do reservatório de água.

Para a correção dos erros de leitura dos termopares utilizados foram traçadas curvas de correlação (Apêndice C). Para traçar as curvas de correlação utilizou-se de um banho térmico e um termômetro padrão de mercúrio, com fundo de escala de 0,1 °C e erro de aproximadamente 0,05 °C. Com os termopares mergulhados no banho térmico, após 15 minutos em uma determinada temperatura, era feita a leitura com o sistema de aquisição e registrada a temperatura lida no termômetro padrão. As curvas foram traçadas, colocando-se nos gráficos, os valores de temperatura do termômetro padrão (temperatura real) em função da temperatura lida com os termopares pelo sistema de aquisição. Para isto, os termopares foram separados por faixa de temperatura de trabalho.

Para medição de pressão foram utilizados transmissores de pressão (Figura 24) da marca Wika, entrada de alimentação de 10 a 30 Volts, faixa de medição de 0 a 40 bar, sinal de saída de 0 a 20 mA. No caso dos protótipos “B2” e “B3”, foram instalados transmissores de pressão na entrada do evaporador e, na sucção e descarga do compressor.

Para o protótipo “B1” foram instalados transmissores de pressão somente na sucção e descarga do compressor, sendo a pressão de entrada do evaporador determinada em função da temperatura de evaporação, como sendo a pressão de saturação correspondente.

Para medição da vazão mássica de fluido refrigerante foram utilizados medidores de vazão tipo Coriolis, marca Danfoss, faixa de medição de vazão de 0 a 1000 kg/h, equipados com conversor/transmissor de sinal, com alimentação de 50 a 220 V e faixa de saída de 4 a 20 mA. Os sensores de vazão foram instalados nas linhas de líquido dos protótipos “B1” e “B3” (Figura 25).

Para medir e auxiliar no controle da vazão de água no condensador e evaporador do protótipo “B3” e no condensador do protótipo “B1”, tendo que vista que, durante os ensaios a vazão seria mantida fixa, foram utilizados medidores de vazão tipo rotâmetro (Figura 26). A variação de vazão era feita através de um “by-pass” entre a tubulação de sucção e descarga das bombas. Abrindo ou fechando a passagem pelo “by-pass” tinha-se a diminuição ou aumento da vazão de água nos trocadores de calor. A vazão em massa foi obtida multiplicando-se a

vazão volumétrica pela densidade da água, obtida através das tabelas termodinâmicas de estado em função da temperatura.



Figura 24. Fonte de alimentação e transmissores de pressão utilizados para medição de pressão do circuito frigorífico das bombas de calor.



Figura 25. Sensor tipo Coriolis utilizado para medição de vazão de fluido refrigerante das bombas de calor.



Figura 26. Rotâmetro utilizado para controle e medição de fluxo de água e solução nos trocadores de calor das bombas de calor.

Para facilitar a coleta dos dados, foi utilizado um sistema de aquisição ligado a um micro computador, composto por uma placa A/D CAD 12/32-32 da marca Lynx e dois condicionadores de sinais MCS-1000, também da marca Lynx, onde foram conectados os sensores de vazão, pressão e temperatura. Para facilitar a movimentação e a utilização do sistema de aquisição de dados pelas bombas de calor “B1” e “B3”, o sistema de aquisição de dados foi montado num armário com rodas. A Figura 27 mostra o sistema de aquisição montado. Na prateleira do meio, a esquerda, tem-se os condicionadores de sinais com os cabos dos termopares e dos sensores de pressão e vazão conectados. A placa A/D foi instalada no gabinete da CPU do microcomputador. A Figura 28 mostra o sistema de aquisição conectado a bomba de calor “B3”.

A Figura 29 mostra os transmissores de pressão e os termopares instalados na bomba de calor “B1”.

Na Figura 30 tem-se a bomba de calor “B2” com o sistema de aquisição instalado para medição de dados de temperatura durante um ensaio de campo.



Figura 27. Sistema de aquisição de dados montado em armário.



Figura 28. Sistema de aquisição de dados conectado à bomba de calor “B3”



Figura 29. Transmissores de pressão e termopares instalados na bomba de calor “B1”.



Figura 30. Sistema de aquisição de dados instalado na bomba de calor “B2” durante um ensaio de campo, para medição de dados de temperatura.

Para medição dos dados de potência e consumo de energia elétrica das bombas de solução e água e das bombas de calor, quando acionadas com energia elétrica, utilizou-se um medidor registrador de energia elétrica, SAGA 4000 modelo 1380 da ESB Medidores (Figura 31).



Figura 31. Medidor Eletrônico Digital ESB Medidores, família SAGA 4000, Modelo 1380.

Para quase todos os dados de funcionamento das bombas de calor, foi possível fazer a monitoração e gravação pelo sistema de aquisição de dados. Somente para os dados de consumo do motor a biogás e variação do diâmetro de gelo, realizou-se a coleta manualmente.

Para medição do consumo de gás do motor a combustão, utilizou-se um medidor mecânico, do mesmo tipo utilizado para medição de consumo de gás em residências (Figura 32). O medidor media a vazão acumulada em metros cúbicos, com uma precisão de $0,001 \text{ m}^3$. Os dados eram anotados numa prancheta para posteriormente serem juntados com os dados gravados pelo sistema de aquisição. As leituras de consumo de gás foram feitas a cada 10 minutos, sendo a vazão de gás em m^3/h , calculada pela diferença entre a leitura anterior e a posterior, dividida pelo intervalo de tempo.

A Figura 33 mostra o medidor de gás instalado na bomba de calor “B2” para medição de biogás em teste de campo.



Figura 32. Medidor mecânico usado para medição do consumo de gás.

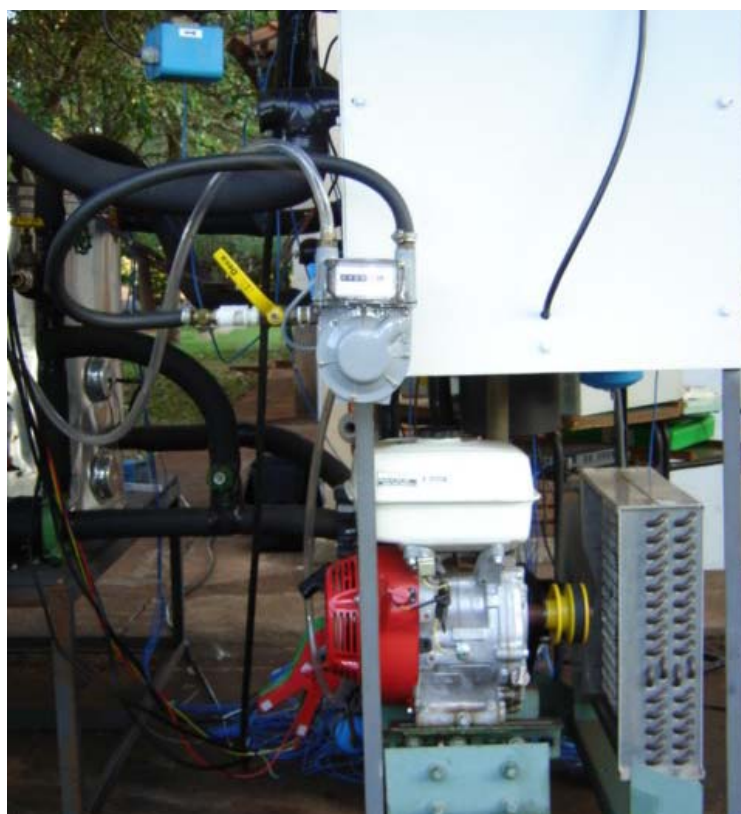


Figura 33. Medidor de vazão de gás instalado na bomba de calor “B2” para teste de campo.

Para fazer a gravação dos dados de consumo de gás pelo sistema de aquisição de dados, tentou-se utilizar um medidor eletrônico tipo turbina. Mas, mesmo sendo indicado pelo fabricante, para a faixa de vazão calculada para o motor a combustão, de 0 a 2 m³/h, o medidor não funcionou corretamente, pois media valores muito inferiores, outro problema era a perda de carga causada pelo mesmo, influenciando negativamente no funcionamento do motor. No caso do medidor mecânico não houve problemas de alimentação do motor devido a perda de carga na admissão. A vazão mínima do medidor mecânico era de 0,016 m³/h e a máxima, de 1,7 m³/h.

A medição do diâmetro de gelo da bomba de calor “B1”, foi feita com o auxílio de um paquímetro digital (Figura 34), também, em intervalos de 10 minutos. As medidas eram tomadas no centro do evaporador, pois havia uma pequena diferença no diâmetro entre a entrada e a saída das serpentinas do evaporador. Assim, trabalhou-se com valores médios para o diâmetro de gelo formado.



Figura 34. Paquímetro digital usado para medição do diâmetro de gelo formado no evaporador da bomba de calor “B1”.

4.3. Delineamento estatístico experimental

O parâmetro principal avaliado nas bombas de calor foi o coeficiente de desempenho (COP). Com base na bibliografia consultada, sabendo que o COP de uma bomba de calor é função direta das temperaturas da fonte e do depósito de calor, os parâmetros controlados nos ensaios realizados variando as condições iniciais de operação, foram: a temperatura inicial dos reservatórios térmicos e a vazão de água nos trocadores de calor.

Para o protótipo “B3” foram variadas as seguintes condições iniciais: temperatura do reservatório de água quente, temperatura do reservatório de solução água-álcool, vazão de água no condensador e vazão de solução água-álcool no evaporador.

Para o protótipo “B1” foram variadas as seguintes condições iniciais: temperatura do reservatório de água quente, temperatura da água do banco de gelo e vazão de água no condensador.

Como dados de saída para o cálculo do COP, obteve-se: a temperatura final dos reservatórios térmicos, o consumo de gás e, o consumo de energia elétrica das bombas d’água. No caso do protótipo “B1”, tinha-se também, a massa de gelo produzido.

O planejamento estatístico utilizado foi o fatorial de dois níveis (BARROS NETO, 1996), onde o efeito de cada fator sobre a resposta é estudado em um nível inferior e um nível superior. Havendo k fatores, isto é, k variáveis alteradas no experimento, o planejamento de dois níveis requer, no mínimo, a realização de 2^k ensaios diferentes. Para determinação do erro experimental, havendo ainda a necessidade de realizar réplica destes ensaios.

Para o protótipo “B3”, com 4 fatores, sem considerar a repetição, resultou na realização de no mínimo 16 ensaios diferentes. Para o protótipo “B1”, com 3 fatores, também desconsiderando a repetição, resultou na realização de no mínimo 8 ensaios diferentes.

Devendo a escolha dos níveis dos fatores seguir critérios relacionados a particularidades de cada experimento, tendo em vista os dados de projeto para as bombas de calor “B1” e “B3” (Tabelas 13 e 14), procurou-se determinar os níveis dos fatores envolvidos, de maneira a não criar condições de operação que poderiam ultrapassar os limites de segurança dos equipamentos, colocando em risco a integridade dos mesmos e das pessoas envolvidas. As Tabelas 15 e 16 mostram os níveis inferiores e superiores adotados para os fatores operacionais das bombas de calor “B1” e “B3”. Por se tratar de um planejamento

fatorial de dois níveis, foram usados os sinais (-) e (+) para identificar o nível inferior e superior de cada fator.

Tabela 13. Dados de projeto para as temperaturas iniciais dos reservatórios térmicos e vazão de água no condensador da bomba de calor “B1”.

Parâmetros de projeto	Valores
Vazão de água no condensador (fator 1)	1100 L/h
Temperatura inicial do tanque de água quente (fator 2)	25° C
Temperatura inicial do tanque de água gelada (fator 3)	3,5° C

Tabela 14. Dados de projeto para as temperaturas iniciais dos reservatórios térmicos e vazões de água nos trocadores de calor da bomba de calor “B3”.

Parâmetros de projeto	Valores
Vazão de solução no evaporador (fator 1)	1000 L/h
Vazão de água no condensador (fator 2)	1100 L/h
Temperatura inicial do tanque de água quente (fator 3)	25° C
Temperatura inicial do tanque de água gelada (fator 4)	3,5° C

Na determinação dos níveis de alguns fatores, adotou-se o valor de projeto como valor médio, foi o caso da temperatura inicial para o tanque de solução água-álcool do protótipo “B3” e a temperatura da água do banco de gelo do protótipo “B1”. Para os reservatórios de água quente, caso fosse adotado o valor de projeto como valor médio, resultaria em um valor para o nível superior que implicaria numa temperatura muito alta para o reservatório no final de processo, o que impossibilitaria a realização do ensaio até o final, pois a bomba de calor entraria numa condição crítica de operação, com pressões muito altas, incorrendo no risco de danos ao equipamento. Assim, para os reservatórios de água quente, adotou-se como nível superior o valor de projeto, como nível inferior, dentro da faixa de operação da bomba de calor, adotou-se valor de 20 °C.

Para as vazões nos trocadores, adotou-se o valor de projeto como nível inferior, também pela questão de manter a bomba de calor numa faixa de operação segura. Inicialmente

havia-se adotado o valor de projeto como valor médio, mas no entanto, nos primeiros ensaios, houve o problema de bloqueio do evaporador da bomba de calor “B3” no final do ensaio, devido à baixa vazão no trocador, implicando também em retorno de líquido para o compressor. Para o nível superior adotou-se uma diferença em relação ao nível inferior de 1000 L/h.

Tabela 15. Níveis inferiores e superiores adotados para os fatores de operação da bomba de calor “B1”.

Fatores	Nível (-)	Nível (+)
Vazão de água no condensador (fator 1)	1100 L/h	2100 L/h
Temperatura inicial do tanque de água quente (fator 2)	20° C	25° C
Temperatura inicial do tanque de água gelada (fator 3)	1° C	6° C

Tabela 16. Níveis inferiores e superiores adotados para os fatores de operação da bomba de calor “B3”.

Fatores	(-)	(+)
Vazão de solução no evaporador (fator 1)	1000 l/h	2000 l/h
Vazão de água no condensador (fator 2)	1100 l/h	2100 l/h
Temperatura inicial do tanque de água quente (fator 3)	20° C	25° C
Temperatura inicial do tanque de solução água-álcool (fator 4)	1° C	6° C

Determinado os níveis de cada fator, montou-se a matriz de planejamento. Na matriz de planejamento são listados os ensaios na chamada “ordem padrão”, combinando os níveis dos fatores. As colunas começam com o nível (-) e depois os sinais vão se alternando. Um a um na primeira coluna (- + - +), depois dois a dois (- - + +), e cada coluna seguinte vão dobrando o número de sinais negativos e positivos até a última coluna. Nas Tabelas 17 e 18 tem-se a matriz de planejamento para os ensaios com as bombas de calor “B1” e “B3”.

Tabela 17. Matriz de planejamento para a bomba de calor “B1”.

Ensaio	Fator 1	Fator 2	Fator 3
1	-	-	-
2	+	-	-
3	-	+	-
4	+	+	-
5	-	-	+
6	+	-	+
7	-	+	+
8	+	+	+

Tabela 18. Matriz de planejamento para a bomba de calor “B3”.

Ensaio	Fator 1	Fator 2	Fator 3	Fator 4
1	-	-	-	-
2	+	-	-	-
3	-	+	-	-
4	+	+	-	-
5	-	-	+	-
6	+	-	+	-
7	-	+	+	-
8	+	+	+	-
9	-	-	-	+
10	+	-	-	+
11	-	+	-	+
12	+	+	-	+
13	-	-	+	+
14	+	-	+	+
15	-	+	+	+
16	+	+	+	+

A partir da matriz de planejamento experimental, constrói-se a tabela com a matriz de coeficientes de contrastes para cálculo dos efeitos e das interações. A tabela de coeficientes de contrastes é construída acrescentando-se uma coluna com sinais positivos a esquerda das colunas dos sinais dos níveis dos fatores, sendo a direita, montadas as colunas com os sinais das interações entre os fatores. As colunas de interações entre os fatores, são obtidas multiplicando-se os sinais das colunas dos fatores correspondentes.

A tabela 19 mostra a matriz de coeficientes de contraste para a bomba de calor “B1”. Além do efeito dos 3 principais fatores, tem-se 3 interações de dois fatores e uma interação de 3 fatores.

Para a bomba de calor “B3”, tem-se além dos efeitos dos 4 fatores principais, 6 interações de 2 fatores, 3 interações de 3 fatores e uma interação de 4 fatores. A Tabela 20 mostra a matriz de contraste para a bomba de calor “B3”.

Os termos y_{jBi} representam os valores médios do COP, considerando-se a realização dos ensaios em duplicata.

Tabela 19. Matriz de coeficientes de contraste para a bomba de calor “B1”.

M	1	2	3	12	13	23	123	$\bar{y}$
+	-	-	-	+	+	+	-	y_{1B1}
+	+	-	-	-	-	+	+	y_{2B1}
+	-	+	-	-	+	-	+	y_{3B1}
+	+	+	-	+	-	-	-	y_{4B1}
+	-	-	+	+	-	-	+	y_{5B1}
+	+	-	+	-	+	-	-	y_{6B1}
+	-	+	+	-	-	+	-	y_{7B1}
+	+	+	+	+	+	+	+	y_{8B1}

Tabela 20. Matriz de coeficientes de contraste para bomba de calor “B3”.

M	1	2	3	4	12	13	14	23	24	34	123	124	134	234	1234	$\bar{y}$
+	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	+	y_{1B3}
+	+	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	-	-	y_{2B3}
+	-	+	-	-	-	+	+	-	-	+	+	+	-	+	-	y_{3B3}
+	+	+	-	-	+	-	-	-	-	+	-	-	+	+	+	y_{4B3}
+	-	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	+	-	y_{5B3}
+	+	-	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+	-	+	+	y_{6B3}
+	-	+	+	-	-	-	+	+	-	-	-	+	+	-	+	y_{7B3}
+	+	+	+	-	+	+	-	+	-	-	+	-	-	-	-	y_{8B3}
+	-	-	-	+	+	+	-	+	-	-	-	+	+	+	-	y_{9B3}
+	+	-	-	+	-	-	+	+	-	-	+	-	-	+	+	y_{10B3}
+	-	+	-	+	-	+	-	-	+	-	+	-	+	-	+	y_{11B3}
+	+	+	-	+	+	-	+	-	+	-	-	+	-	-	-	y_{12B3}
+	-	-	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	-	-	+	y_{13B3}
+	+	-	+	+	-	+	+	-	-	+	-	-	+	-	-	y_{14B3}
+	-	+	+	+	-	-	-	+	+	+	-	-	-	+	-	y_{15B3}
+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	y_{16B3}

A primeira coluna que só contém sinais positivos é utilizada para calcular a média de todos os ensaios.

Assim, com a inclusão da coluna de sinais positivos, excluindo a coluna das médias dos COP's para os ensaios, resulta para bomba de calor "B1" numa matriz 8 x 8 e, para a bomba de calor "B3", numa matriz 16 x 16. Incluindo a unidade nas matrizes de coeficientes de contraste, calcula-se os efeitos através de uma única equação matricial (matriz de cálculo). Cada efeito é dado, a menos de um divisor, pelo produto escalar do seu vetor na matriz de coeficientes de contraste pelo vetor das respostas. O vetor das respostas é composto pela média dos ensaios.

Seja X a matriz completa de coeficientes de contraste e y o vetor resposta, os efeitos serão, a menos dos divisores, dados pelos elementos do produto $X' y$. No caso geral de um planeamento de 2 níveis com k fatores, o divisor será 2^{k-1} para os efeitos e, é claro, 2^k para a média global dos ensaios.

Assim, para a bomba de calor "B1", fazendo a transposição dos vetores colunas da matriz de coeficientes de contrastes, tem-se a matriz de cálculo para a determinação da média e dos efeitos dos fatores.

$$X'_{B1} \cdot y_{B1} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{1B1} \\ y_{2B1} \\ y_{3B1} \\ y_{4B1} \\ y_{5B1} \\ y_{6B1} \\ y_{7B1} \\ y_{8B1} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Para a bomba de calor "B1", com 3 fatores, obteve-se o divisor 8 para a média e, 4 para os efeitos.

Multiplicando-se a primeira linha da matriz pelo vetor resposta, fazendo-se a soma algébrica dos produtos e, dividindo-se por 8, obteve-se a equação 2, para cálculo da média global para os ensaios com a bomba de calor "B1".

$$\bar{Y}_{B1} = \frac{1}{8} [y_{1B1} + y_{2B1} + y_{3B1} + y_{4B1} + y_{5B1} + y_{6B1} + y_{7B1} + y_{8B1}] \quad (2)$$

A equação 3, para cálculo do efeito do fator Vazão de água no condensador da bomba de calor “B1” (Vcd_{B1}), foi obtida aplicando-se o divisor 4 a multiplicação da segunda linha da matriz pelo vetor resposta.

$$Vcd_{B1} = \frac{1}{4} [-y_{1B1} + y_{2B1} - y_{3B1} + y_{4B1} - y_{5B1} + y_{6B1} - y_{7B1} + y_{8B1}] \quad (3)$$

Multiplicando-se a terceira e quarta linha da matriz pelo vetor resposta, aplicando-se o divisor 4, obteve-se as equações 4 e 5, para cálculo dos efeitos dos fatores: Temperatura inicial da água quente ($Tiaq_{B1}$) e Temperatura inicial do tanque de água gelada ($Tiag_{B1}$).

$$Tiaq_{B1} = \frac{1}{4} [-y_{1B1} - y_{2B1} + y_{3B1} + y_{4B1} - y_{5B1} - y_{6B1} + y_{7B1} + y_{8B1}] \quad (4)$$

$$Tiag_{B1} = \frac{1}{4} [-y_{1B1} - y_{2B1} - y_{3B1} - y_{4B1} + y_{5B1} + y_{6B1} + y_{7B1} + y_{8B1}] \quad (5)$$

Da mesma forma, para a quinta, sexta e sétima linha da matriz obteve-se as equações 6, 7 e 8, para cálculo dos efeitos das interações entre dois fatores.

$$VcdTiaq_{B1} = \frac{1}{4} [y_{1B1} - y_{2B1} - y_{3B1} + y_{4B1} + y_{5B1} - y_{6B1} - y_{7B1} + y_{8B1}] \quad (6)$$

$$VcdTiag_{B1} = \frac{1}{4} [y_{1B1} - y_{2B1} + y_{3B1} - y_{4B1} - y_{5B1} + y_{6B1} - y_{7B1} + y_{8B1}] \quad (7)$$

$$TiaqTiag_{B1} = \frac{1}{4} [y_{1B1} + y_{2B1} - y_{3B1} - y_{4B1} - y_{5B1} - y_{6B1} + y_{7B1} + y_{8B1}] \quad (8)$$

Multiplicando-se a ultima linha da matriz de cálculo pelo vetor resposta, fazendo-se a soma algébrica e dividindo-se por 4, obteve-se a equação 9, para cálculo do efeito da interação entre os 3 fatores envolvidos na variação do COP da bomba de calor “B3”.

$$VcdTiaqTiag_{B1} = \frac{1}{4} \cdot [-y_{1B1} + y_{2B1} + y_{3B1} - y_{4B1} + y_{5B1} - y_{6B1} - y_{7B1} + y_{8B1}] \quad (9)$$

Para a bomba de calor “B3”, da mesma maneira que para a bomba de calor “B1”, a partir da matriz de coeficientes de contraste, construiu-se a matriz de cálculo.

$$X_{B3 \cdot y_{B3}}^t = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 \\ -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{1B3} \\ y_{2B3} \\ y_{3B3} \\ y_{4B3} \\ y_{5B3} \\ y_{6B3} \\ y_{7B3} \\ y_{8B3} \\ y_{9B3} \\ y_{10B3} \\ y_{11B3} \\ y_{12B3} \\ y_{13B3} \\ y_{14B3} \\ y_{15B3} \\ y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (10)$$

Para a bomba de calor “B3”, com 4 fatores, sendo 16 o divisor para a média e 8 o divisor para os efeitos, multiplicando-se as linhas correspondentes ao vetor resposta, obteve-se a equação para a média e, as equações para os efeitos dos fatores e suas interações.

Para a primeira linha da matriz, fazendo a soma algébrica do produto da multiplicação pelo vetor resposta e, dividindo-se por 16, obteve-se a equação 11 para cálculo da média global para os ensaios com a bomba de calor “B3”.

$$\bar{Y}_{B3} = \frac{1}{16} \begin{bmatrix} y_{1B3} + y_{2B3} + y_{3B3} + y_{4B3} + y_{5B3} + y_{6B3} + y_{7B3} + y_{8B3} + \\ y_{9B3} + y_{10B3} + y_{11B3} + y_{12B3} + y_{13B3} + y_{14B3} + y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (11)$$

Para a segunda, terceira, quarta e quinta linha da matriz, dividindo-se por 8 a soma algébrica dos produtos pelo vetor reposta, obteve-se as equações 12, 13, 14 e 15, utilizadas, respectivamente, para cálculo do efeito dos fatores: Vazão de solução no evaporador (Vev_{B3}), Vazão de água no condensador (Vcd_{B3}), Temperatura do tanque de água quente (Taq_{B3}) e, Temperatura inicial do tanque de solução ($Tsol_{B3}$).

$$Vev_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} -y_{1B3} + y_{2B3} - y_{3B3} + y_{4B3} - y_{5B3} + y_{6B3} - y_{7B3} + y_{8B3} - \\ y_{9B3} + y_{10B3} - y_{11B3} + y_{12B3} - y_{13B3} + y_{14B3} - y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$Vcd_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} -y_{1B3} - y_{2B3} + y_{3B3} + y_{4B3} - y_{5B3} - y_{6B3} + y_{7B3} + y_{8B3} - \\ y_{9B3} - y_{10B3} + y_{11B3} + y_{12B3} - y_{13B3} - y_{14B3} + y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$Tiaq_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} -y_{1B3} - y_{2B3} - y_{3B3} - y_{4B3} + y_{5B3} + y_{6B3} + y_{7B3} + y_{8B3} - \\ y_{9B3} - y_{10B3} - y_{11B3} - y_{12B3} + y_{13B3} + y_{14B3} + y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$Tisol_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} -y_{1B3} - y_{2B3} - y_{3B3} - y_{4B3} - y_{5B3} - y_{6B3} - y_{7B3} - y_{8B3} + \\ y_{9B3} + y_{10B3} + y_{11B3} + y_{12B3} + y_{13B3} + y_{14B3} + y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (15)$$

Da sexta até a décima primeira linha da matriz, através da divisão por 8, da soma algébrica dos produtos pelo vetor resposta, obteve-se as equações para cálculo dos efeitos das interações de dois fatores sobre o COP da bomba de calor “B3”.

Das equações 16, 17 e 18, resultam os efeitos das interações do fator Vazão de solução no evaporador com os fatores: Vazão de água no condensador, Temperatura inicial do tanque de água quente e Temperatura inicial do tanque de solução água-álcool.

$$VevVcd_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} y_{1B3} - y_{2B3} - y_{3B3} + y_{4B3} + y_{5B3} - y_{6B3} - y_{7B3} + y_{8B3} + \\ y_{9B3} - y_{10B3} - y_{11B3} + y_{12B3} + y_{13B3} - y_{14B3} - y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$VevTiaq_{B3} = \frac{1}{8} \left[\begin{array}{l} y_{1B3} - y_{2B3} + y_{3B3} - y_{4B3} - y_{5B3} + y_{6B3} - y_{7B3} + y_{8B3} + \\ y_{9B3} - y_{10B3} + y_{11B3} - y_{12B3} - y_{13B3} + y_{14B3} - y_{15B3} + y_{16B3} \end{array} \right] \quad (17)$$

$$VevTisol_{B3} = \frac{1}{8} \left[\begin{array}{l} y_{1B3} - y_{2B3} + y_{3B3} - y_{4B3} + y_{5B3} - y_{6B3} + y_{7B3} - y_{8B3} - \\ y_{9B3} + y_{10B3} - y_{11B3} + y_{12B3} - y_{13B3} + y_{14B3} - y_{15B3} + y_{16B3} \end{array} \right] \quad (18)$$

Das equações 19 e 20, resultam os efeitos das interações entre o fator Vazão de água no condensador com os fatores: Temperatura inicial do tanque de água quente e Temperatura inicial do tanque de solução água-álcool.

$$VcdTiaq_{B3} = \frac{1}{8} \left[\begin{array}{l} y_{1B3} + y_{2B3} - y_{3B3} - y_{4B3} - y_{5B3} - y_{6B3} + y_{7B3} + y_{8B3} + \\ y_{9B3} + y_{10B3} - y_{11B3} - y_{12B3} - y_{13B3} - y_{14B3} + y_{15B3} + y_{16B3} \end{array} \right] \quad (19)$$

$$VcdTisol_{B3} = \frac{1}{8} \left[\begin{array}{l} y_{1B3} + y_{2B3} - y_{3B3} - y_{4B3} + y_{5B3} + y_{6B3} - y_{7B3} - y_{8B3} - \\ y_{9B3} - y_{10B3} + y_{11B3} + y_{12B3} - y_{13B3} - y_{14B3} + y_{15B3} + y_{16B3} \end{array} \right] \quad (20)$$

Da equação 21, calcula-se o efeito da interação entre os fatores Temperatura inicial do tanque de água quente e Temperatura inicial do tanque de solução água-álcool.

$$TiaqTisol_{B3} = \frac{1}{8} \left[\begin{array}{l} y_{1B3} + y_{2B3} + y_{3B3} + y_{4B3} - y_{5B3} - y_{6B3} - y_{7B3} - y_{8B3} - \\ y_{9B3} - y_{10B3} - y_{11B3} - y_{12B3} + y_{13B3} + y_{14B3} + y_{15B3} + y_{16B3} \end{array} \right] \quad (21)$$

Da décima segunda a décima quinta linha da matriz, obteve-se as equações 22, 23, 24 e 25, utilizadas para cálculo dos efeitos das interações entre 3 fatores.

$$VevVcdTiaq_{B3} = \frac{1}{8} \left[\begin{array}{l} -y_{1B3} + y_{2B3} + y_{3B3} - y_{4B3} + y_{5B3} - y_{6B3} - y_{7B3} + y_{8B3} - \\ y_{9B3} + y_{10B3} + y_{11B3} - y_{12B3} + y_{13B3} - y_{14B3} - y_{15B3} + y_{16B3} \end{array} \right] \quad (22)$$

$$VevVcdTisol_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} -y_{1B3} + y_{2B3} + y_{3B3} - y_{4B3} - y_{5B3} + y_{6B3} + y_{7B3} - y_{8B3} + \\ y_{9B3} - y_{10B3} - y_{11B3} + y_{12B3} + y_{13B3} - y_{14B3} - y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$VevTiaqTisol_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} -y_{1B3} + y_{2B3} - y_{3B3} + y_{4B3} + y_{5B3} - y_{6B3} + y_{7B3} - y_{8B3} + \\ y_{9B3} - y_{10B3} + y_{11B3} - y_{12B3} - y_{13B3} + y_{14B3} - y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$VcdTiaqTisol_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} -y_{1B3} - y_{2B3} + y_{3B3} + y_{4B3} + y_{5B3} + y_{6B3} - y_{7B3} - y_{8B3} + \\ y_{9B3} + y_{10B3} - y_{11B3} - y_{12B3} - y_{13B3} - y_{14B3} + y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (25)$$

A última linha da matriz fornece a equação 26, para cálculo do efeito da interação entre os 4 fatores.

$$VevVcdTiaqTisol_{B3} = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} y_{1B3} - y_{2B3} - y_{3B3} + y_{4B3} - y_{5B3} + y_{6B3} + y_{7B3} - y_{8B3} - \\ y_{9B3} + y_{10B3} + y_{11B3} - y_{12B3} + y_{13B3} - y_{14B3} - y_{15B3} + y_{16B3} \end{bmatrix} \quad (26)$$

Para não confundir o erro associado ao experimento como sendo o efeito de um fator, considerou-se a realização de mais uma repetição para cada ensaio, para assim, poder determinar o erro experimental. Assim, resultou na realização de 16 ensaios para a bomba de calor “B1” e, 32 ensaios para a bomba de calor “B3”.

De maneira a garantir a autenticidade das repetições, a ordem de realização dos ensaios, para os protótipos “B1” e “B3”, foi obtida através de sorteio. Para isto, enumerou-se os ensaios e suas réplicas e, com o auxílio de uma calculadora, usando a tecla de números randômicos, realizou-se o sorteio. A ordem de execução foi dada pela ordem em que o número do experimento aparecia na tela da calculadora, considerando-se somente os dois últimos algarismos do número randômico gerado.

As Tabelas 21 e 22 mostram respectivamente, a ordem de realização dos experimentos para as bombas de calor “B1” e “B3”. Os números fora dos parênteses foram os atribuídos para sorteio. Os números entre parênteses representam a ordem de realização do experimento, obtida nos sorteios.

Tabela 21. Aleatorização dos experimentos para a bomba de calor “B1”.

Ensaio	Ordem de realização	
1	1 (3)	9 (9)
2	2 (10)	10 (14)
3	3 (8)	11 (16)
4	4 (5)	12 (6)
5	5 (15)	13 (11)
6	6 (13)	14 (4)
7	7 (12)	15 (1)
8	8 (7)	16 (2)

Tabela 22. Aleatorização dos experimentos para a bomba de calor “B3”.

Ensaio	Ordem de realização	
1	1 (17)	17 (5)
2	2 (9)	18 (8)
3	3 (14)	19 (3)
4	4 (22)	20 (12)
5	5 (1)	21 (6)
6	6 (21)	22 (20)
7	7 (23)	23 (11)
8	8 (31)	24 (24)
9	9 (7)	25 (19)
10	10 (27)	26 (26)
11	11 (13)	27 (18)
12	12 (28)	28 (4)
13	13 (10)	29 (29)
14	14 (25)	30 (32)
15	15 (2)	31 (15)
16	16 (30)	32 (16)

O erro experimental, ou, o desvio padrão associado a uma observação, foi estimado através da equação 27, como sendo a raiz quadrada da variância experimental.

$$s = \sqrt{s^2} \quad (27)$$

Sendo o mesmo o número de repetições para todos os ensaios, a estimativa da variância experimental é simplesmente a média aritmética das variâncias observadas nos ensaios individuais (equação 28).

$$s^2 = \frac{v_1 \cdot s_1^2 + v_2 \cdot s_2^2 + \dots + v_n \cdot s_n^2}{v_1 + v_2 + \dots + v_n} \quad (28)$$

onde,

v_i = número de graus de liberdade da estimativa da variância do i-ésimo ensaio.

$$(v_i = n_i - 1) \quad (29)$$

n_i = é o número de repetições de cada ensaio.

A variância observada para cada ensaio é determinada através da equação 30.

$$s_n^2 = \frac{1}{n_i - 1} \cdot \sum_{i=1}^{n_i} d_i^2 \quad (30)$$

onde,

d_i = desvio padrão de cada repetição em relação a média para cada ensaio.

$$d_i = (x_i - \bar{x}_i) \quad (31)$$

x_i - valor da i-ésima repetição;

$\bar{x}_i$ - média das repetições para um ensaio.

Como foram realizadas somente 2 repetições para cada ensaio, logo, a equação 28, aplicada aos experimentos com as bombas de calor “B1” e “B3”, resultou, respectivamente, nas equações 32 e 33. Neste caso a variância experimental é a média das variâncias observadas nos ensaios individuais.

$$s^2 = \frac{s_1^2 + s_2^2 + \dots + s_8^2}{8} \quad (32)$$

$$s^2 = \frac{s_1^2 + s_2^2 + \dots + s_{16}^2}{16} \quad (33)$$

O erro associado a um efeito de um fator é dado pela equação 34, sendo a raiz quadrada da variância populacional.

$$s(efeito) = \sqrt{\sigma_y^2} \quad (34)$$

Sendo cada valor $\bar{y}_i$ a média de duas repetições independentes, a variância populacional é calculada como sendo:

$$\sigma_y^2 = \frac{\sigma^2}{2} \quad (35)$$

Substituindo-se a estimativa s^2 no lugar de σ^2 obtêm-se a estimativa da variação populacional e assim, do erro padrão associado ao efeito de um fator.

Sendo o valor do divisor para a média global o dobro do valor do divisor para os efeitos dos fatores, o erro padrão associado a média global é a metade do erro padrão associado ao efeito de um fator.

O valor mínimo significativo para validação dos efeitos foi obtido através da multiplicação do erro dos fatores pelo ponto de probabilidade da distribuição de Student, tabelado em BARROS NETO (1996), em função do número de graus de liberdade e do intervalo de confiança.

O delineamento estatístico mostrado acima foi para avaliar a influência dos parâmetros operacionais sobre o coeficiente de desempenho de cada bomba de calor.

Para a comparação operacional entre as bombas de calor “B1” e “B3”, com a finalidade de avaliar a influência dos dois tipos de termo-acumulação de “frio” sobre o coeficiente de desempenho COP, foram realizados mais dois ensaios para cada bomba de calor, tomando-se

as condições nominais de operação, ou seja, os dados de projeto para as condições iniciais. Estes ensaios foram chamados de ensaios nominais.

4.4. Aplicação das análises energética e exergética nas bombas de calor

4.4.1. Determinação do COP para os ensaios variando as condições iniciais de operação

No caso dos ensaios realizados para verificar a influência dos parâmetros iniciais de funcionamento sobre o desempenho das bombas de calor. Calculou-se o *COP* considerando-se as condições iniciais e finais dos reservatórios térmicos, ou seja energia térmica total produzida durante o período de funcionamento, incluindo-se as perdas térmicas dos tanques e das tubulações, os ganhos de calor das bombas e, o consumo total de energia.

Desprezando-se o consumo de energia dos equipamentos auxiliares, calculou-se para as bombas de calor, de acordo com BERNIER (1982), o chamado coeficiente de desempenho do conjunto motor-compressor para as fontes (COP_{cp}), que considera somente a energia gasta para acionamento do compressor. Para cada bomba de calor calculou-se o coeficiente de desempenho para resfriamento e aquecimento.

Os valores de *COP* do conjunto motor-compressor para a fonte fria (resfriamento) da bomba de calor “B1” foram calculados através da equação 36.

$$COP_{cp_resfriB1} = \frac{Q_{bg}}{W_{CP_B1}} \quad (36)$$

onde,

Q_{bg} - energia estocada no banco de gelo [kJ];

W_{cp-B1} - energia total gasta pelo conjunto motor-compressor da bomba de calor “B1” [kJ].

A energia estocada no banco de gelo foi calculada através da equação 37, considerando-se também a energia estocada na água.

$$Q_{bg} = (m_g \cdot L_g) + m_{atg} \cdot (h_{ia} - h_{0a}) \quad [kJ] \quad (37)$$

onde,

m_g - massa de gelo produzido [kg];

L_g - calor latente de fusão do gelo a 0 °C [kJ / kg];

m_{atg} - massa de água do tanque de gelo [kg];

h_{ia} - entalpia específica da água na temperatura inicial [kJ / kg];

h_{0a} - entalpia específica da água a 0 °C [kJ / kg].

Os valores de entalpia da água foram obtidos usando-se a tabela de propriedades da água saturada em função da temperatura.

A massa de gelo foi obtida multiplicando-se o volume de gelo estimado em função do comprimento da serpentina de gelo, do diâmetro do tubo e, do diâmetro de gelo formado medido com o paquímetro, pela densidade do gelo (equação 38).

$$m_g = \frac{(D_{fg}^2 - d_t^2)}{4} \cdot \pi \cdot L_t \cdot \rho_g \quad [kg] \quad (38)$$

onde,

D_{fg} - diâmetro final de gelo medido com o paquímetro [m];

d_t - diâmetro do tubo do evaporador [m];

L_t - comprimento do tubo [m];

ρ_g - densidade do gelo [kg / m³].

A massa de água foi obtida multiplicando-se o volume do tanque do banco de gelo pela densidade da água, obtida na tabela de propriedades da água saturada, considerando-se a temperatura para a condição inicial.

$$m_{atg} = V_{ibg} \cdot \rho_a \quad [kg] \quad (39)$$

Os valores do coeficiente de desempenho do conjunto motor-compressor para a fonte quente (aquecimento) da bomba de calor “B1”, foram determinados através da equação 40.

$$COP_{cp_aquecB1} = \frac{Q_{taq}}{W_{cp_B1}} \quad (40)$$

onde,

Q_{taq} - Energia estocada na água do tanque de água quente [kJ].

A energia estocada na água do tanque de água quente, foi calculado através da equação 41, como sendo o produto da massa de água do tanque pela variação da entalpia específica da água entre o início e o final do processo.

$$Q_{taq} = m_{ataq} \cdot (h_{fataq} - h_{iataq}) \quad [kJ] \quad (41)$$

A massa de água foi obtida multiplicando-se o volume do tanque de água quente pela densidade da água a 20 °C (equação 42).

$$m_{ataq} = V_{taq} \cdot \rho_a \quad [kg] \quad (42)$$

Para a bomba de calor “B3”, os valores do coeficiente de desempenho do conjunto motor-compressor da fonte, para resfriamento, foram determinados a partir da equação 43.

$$COP_{cp_resfriB3} = \frac{Q_{sol}}{W_{cp_B3}} \quad (43)$$

onde,

Q_{sol} - energia estocada na solução água-álcool [kJ];

W_{CP_B3} - energia consumida pelo conjunto motor-compressor da bomba de calor “B3” [kJ].

A energia estocada na solução água-álcool foi calculada através da equação 44, como sendo o produto da massa pelo seu calor específico, pela variação de temperatura entre o início o final do processo de termo-acumulação.

$$Q_{sol} = m_{sol} \cdot C_{psol} \cdot (T_{isol} - T_{fsol}) \quad [kJ] \quad (44)$$

A massa da solução foi obtida multiplicando-se o volume do tanque pela densidade da solução a 15 °C (equação 45).

$$m_{sol} = V_{tsol} \cdot \rho_{sol} \quad [kg] \quad (45)$$

Sendo utilizado o mesmo tanque de água quente da bomba de calor “B1”, os valores do coeficiente de desempenho do conjunto motor-compressor da fonte, para aquecimento, foram determinados aplicando-se os termos para a bomba de calor “B3” à equação 40, resultando na equação 46.

$$COP_{cp_aquecB3} = \frac{Q_{taq}}{W_{cp_B3}} \quad (46)$$

A energia estocada no tanque de água quente pela bomba de calor “B3” foi também calculada através da equação 41.

Sendo os ensaios variando as condições iniciais de operação realizados para as bombas de calor somente com acionamento a gás natural, a energia gasta pelo conjunto motor-compressor (W_{cp}) foi tomada como sendo igual à energia total fornecida pelo combustível. A energia total fornecida pelo combustível foi calculada através da equação 47.

$$W_{cp} = E_{comb} = Consumo_{Total\ gás} \cdot PCI_{gás} \quad [kJ] \quad (47)$$

onde,

$Consumo_{Total\ gás}$ - consumo total de gás natural durante um ensaio [m^3];

$PCI_{gás}$ - poder calorífico inferior do gás natural [kJ / m^3].

4.4.2. Equações gerais de aplicação do balanço energético e exergético para os dados dos ensaios nominais com as bombas de calor

Para os ensaios nominais, com a finalidade de verificar o desempenho ao longo do processo de termo-acumulação, desprezando-se as perdas dos tanques e tubulações, traçou-se o volume de controle somente considerando os fluxos de entrada e saída de energia para as bombas de calor, e depois, para cada componente do sistema frigorífico, onde, aplicou-se a análise energética para determinação do *COP* e das eficiências de 1ª Lei de cada componente.

Da mesma maneira, aplicou-se a análise exergética para as bombas de calor e seus componentes, para determinação das eficiências de 2ª Lei e, a contribuição de cada componente na geração de irreversibilidade. Sendo a irreversibilidade responsável pelo aumento do trabalho perdido e conseqüente redução do coeficiente de desempenho das bombas de calor, é importante conhecer os pontos de maior geração (componentes), e os prováveis fatores. Pois, isto auxilia na tomada de medidas para redução da irreversibilidade e aumento do *COP*.

As equações de balanço que descrevem os fluxos de energia e exergia foram usadas como ferramentas de princípio para derivar as relações matemáticas para cada componente do sistema frigorífico das bombas de calor.

O balanço de energia derivado da 1ª Lei da termodinâmica para um volume de controle com escoamento permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, segundo VAN WYLEN et al. (2003), é dado pela equação 48.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (48)$$

onde,

$\dot{Q}$ - fluxo de calor no volume de controle [kW];

$\dot{W}$ - taxa de trabalho do volume de controle (potência) [kW];

$\dot{m}_e$ - fluxo de massa entrando no volume de controle [kg / s];

$\dot{m}_s$ - fluxo de massa saindo do volume de controle [kg / s];

h_e - entalpia específica do fluxo de massa na entrada do volume de controle [kJ / kg];

h_s - entalpia específica do fluxo de massa na saída do volume de controle [kJ / kg];

Segundo KOTAS (1995), a equação 49, derivada da Segunda Lei da termodinâmica descreve o balanço exergetico para um volume de controle em regime permanente, também, desconsiderando-se as variações da energia cinética e potencial.

$$\sum \dot{m}_e . ex_e - \sum \dot{m}_s . ex_s + \dot{Q} . \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) - \dot{W}_{cv} - \dot{I} = 0 \quad (49)$$

onde,

$\sum \dot{m}_e . ex_e$ - exergia dos fluxos de massa que entram no volume de controle, [kW];

$\sum \dot{m}_s . ex_s$ - exergia dos fluxos de massa que saem do volume de controle, [kW];

$\dot{Q} . \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)$ - exergia dos fluxos de calor que entram ou saem do volume de controle, [kW];

$\dot{W}_{vc}$ - trabalho útil gerado pelo volume de controle, [kW];

$\dot{I}$ - componente gerador de irreversibilidade, [kW];

ex_e - exergia específica na entrada do fluxo, [kJ / kg];

ex_s - exergia específica na saída do fluxo, [kJ / kg];

T_0 - temperatura para a condição de referência, [K];

T_R - temperatura na superfície de controle onde acontece a transferência de calor [K].

Segundo KOTAS (1995), a exergia específica é calculada pela equação 50, como sendo a máxima energia disponível para produção de trabalho útil, considerando as condições ambientes como referência.

$$ex_x = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (50)$$

onde:

h - entalpia específica do fluxo, [kJ / kg];

s - entropia específica do fluxo, [$kJ / kg.K$];

h_0, s_0 - entalpia e entropia específica do fluxo no estado de referência.

Estado de referência: T_0 = temperatura do ambiente, P_0 = pressão atmosférica.

A eficiência exergética ou eficiência de Segunda Lei, de uma maneira geral, é dada pela equação 51, como sendo o cociente entre os fluxos de exergia que saem e entram do volume de controle.

$$\varepsilon = \frac{\sum \dot{E}_{xs}}{\sum \dot{E}_{xe}} \quad (51)$$

As perdas que acontecem devido às trocas de calor nas tubulações e a geração de calor no processo de compressão, causam divergências em relação ao processo ideal, implicando nas irreversibilidades dentro do sistema, responsáveis pelo acréscimo de força do compressor (ASHRAE, 1997).

O coeficiente de desempenho ideal, ou também chamado coeficiente de desempenho de um ciclo de Carnot, é obtido pela seguinte expressão:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (52)$$

onde,

T_L - temperatura da fonte “fria” [K];

T_H - temperatura da fonte “quente” [K].

Assim, a potência requerida para uma bomba de calor de Carnot, considerando-se um regime permanente de fluxo será:

$$\dot{W}_{Carnot} = \frac{\dot{Q}_L}{COP_{Carnot}} \quad (53)$$

A potência real requerida para o compressor será igual à potência ideal (ciclo de Carnot) acrescida do efeito da irreversibilidade do ciclo real:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{Carnot} + \sum \dot{I} \quad (54)$$

Sendo o coeficiente de desempenho (COP) a relação entre a energia requerida e quantidade de trabalho produzido, o acréscimo de energia causado pelas irreversibilidades, implica na redução deste coeficiente.

4.4.3. Aplicação das equações de balanço energético e exergético para a bomba de calor “B1”

Com base nos pontos mostrados no fluxograma da Figura 35, aplicou-se as equações de balanço de energia e exergia para cada componente da bomba de calor “B1”. No cálculo dos fluxos de exergia adotou-se como condição de referência, a temperatura T_0 de 25 °C (298,15 K) e a pressão atmosférica P_0 de 103 kPa.

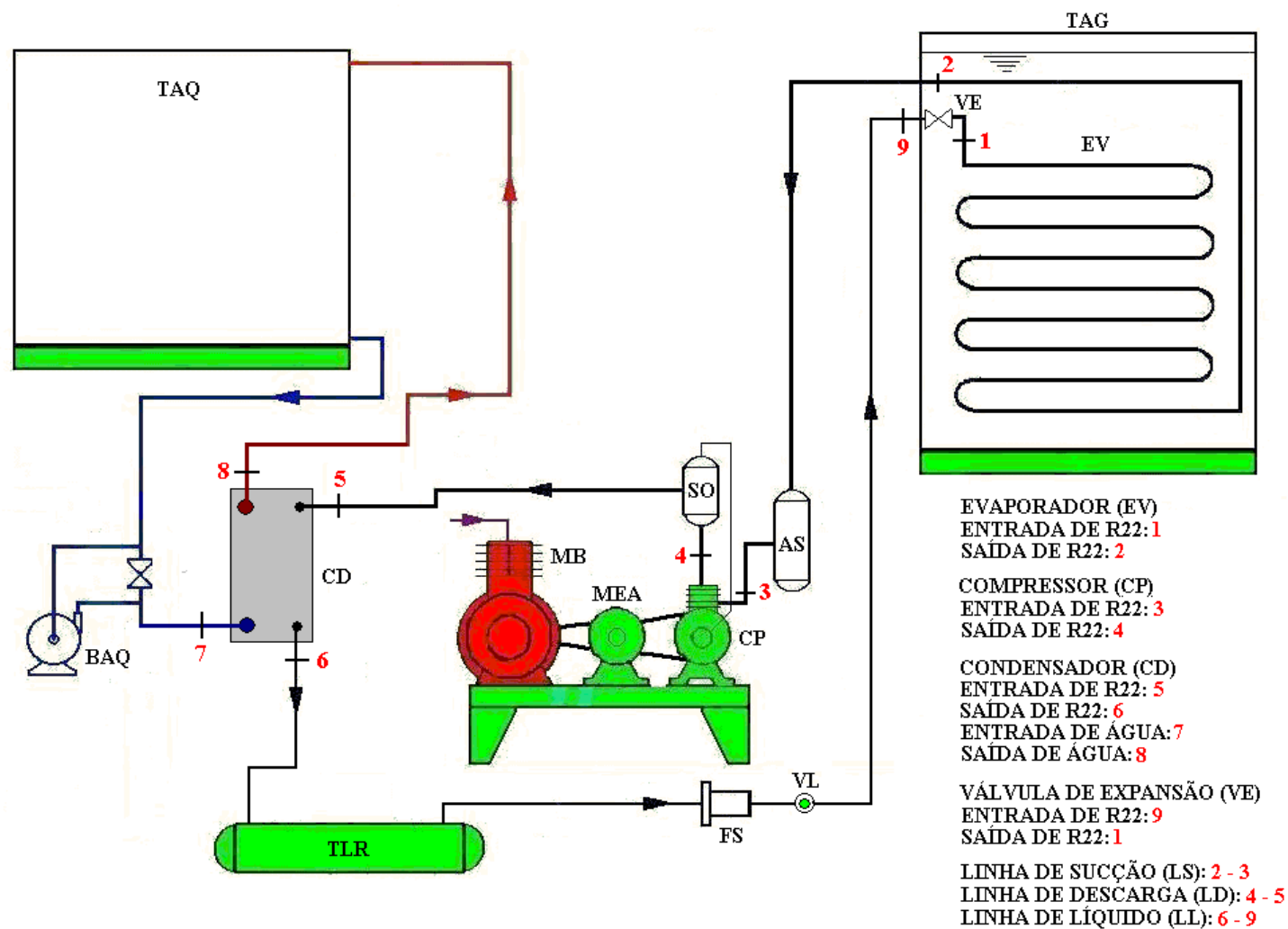


Figura 35. Fluxograma com os pontos de aplicação do balanço energético e exergético para cada componente da bomba de calor “B1”.

Assim, segue para cada componente:

- Evaporador

- Balanço de energia (1ª Lei)

Como o evaporador da bomba de calor “B1” era estático, por se tratar de uma serpentina acumuladora de gelo. Sendo as medidas integralizadas em intervalos de 10 minutos, a taxa média de calor retirada do banco de gelo, foi obtida através da equação 55, como sendo a somatória do calor retirado do gelo mais o calor retirado da água, dividido por este intervalo de tempo.

$$\dot{Q}_{bg} = \frac{Q_g + Q_a}{t_i} \quad [kW] \quad (55)$$

onde,

Q_g - calor retirado do gelo [kJ];

Q_a - calor retirado da água do banco de gelo [kJ];

t_i - tempo de integralização das medidas [s].

O calor Q_g , responsável pela variação na massa do gelo, foi calculado através da equação 56, como sendo o produto da massa de gelo formada no intervalo i , ou seja a variação na massa de gelo, pelo calor latente de fusão do gelo, tomado como sendo igual a 335 kJ/kg.

$$Q_g = \Delta m_{gi} \cdot L_g \quad (56)$$

Δm_{gi} - variação da massa de gelo para o intervalo i [kg];

L_g - calor latente de fusão do gelo [kJ / kg].

O calor retirado da água, foi calculado através da equação 57, como sendo o calor retirado da massa de água que se transformou em gelo até ser atingido o ponto de solidificação, mais a variação da energia da água líquida presente no tanque de gelo no intervalo i .

$$Q_a = \Delta m_{gi} \cdot (h_{ai-1} - h_{0a}) + m_{ai} \cdot (h_{ai-1} - h_{ai}) \quad [\text{kJ}] \quad (57)$$

onde,

h_{ai-1} - entalpia da água líquida no intervalo i anterior $[\text{kJ} / \text{kg}]$;

m_{ai} - massa de água líquida presente no tanque no intervalo i $[\text{kg}]$;

h_{ai} - entalpia específica da água líquida no intervalo i $[\text{kJ} / \text{kg}]$.

A massa de água líquida presente no tanque no intervalo i , foi calculada através da equação 58, como sendo a diferença entre a massa de água líquida presente no tanque no intervalo anterior e a variação da massa de gelo no intervalo i .

$$m_{ai} = m_{ai-1} - \Delta m_{gi} \quad [\text{kg}] \quad (58)$$

A variação na massa de gelo foi calculada pela equação 59, sendo proporcional a diferença entre o diâmetro de gelo medido no intervalo atual e o medido no intervalo anterior.

$$\Delta m_{gi} = \frac{(D_i^2 - D_{i-1}^2)}{4} \cdot \pi \cdot L_t \cdot \rho_g \quad [\text{kg}] \quad (59)$$

onde,

D_i - diâmetro de gelo medido no intervalo i $[\text{m}]$;

D_{i-1} - diâmetro de gelo medido no intervalo de tempo anterior $[\text{m}]$.

A taxa de calor retirado no evaporador da bomba de calor “B1” pelo refrigerante, verificada no intervalo de tempo i , é dada pela equação 60, em função da vazão mássica de

refrigerante medida e da variação da entalpia específica do fluido refrigerante na entrada e saída do evaporador.

$$\dot{Q}_{evB1} = \dot{m}_{R22}(h_2 - h_1) \quad (60)$$

onde,

$\dot{Q}_{evB1}$ - taxa de calor retirada pelo evaporador da bomba de calor “B1” [kW];

$\dot{m}_{R22}$ - fluxo de massa de refrigerante R22 circulando pelo evaporador [kg/s];

h_2 - entalpia do refrigerante R22 na saída do evaporador [kJ/kg];

h_1 - entalpia do refrigerante R22 na entrada do evaporador [kJ/kg].

Considerando-se a taxa de calor retirada pelo fluido refrigerante constante para o intervalo de tempo de 10 minutos, obteve-se a eficiência de 1ª Lei para o evaporador através da equação 61.

$$\eta_{ev} = \frac{\dot{Q}_{bg}}{\dot{Q}_{evB1}} \quad (61)$$

- Balanço de exergia (2ª Lei)

A taxa de irreversibilidade do evaporador da bomba de calor “B1” foi dada por:

$$\dot{I}_{evB1} = \dot{m}_{R22} \cdot T_0 (s_2 - s_1) - \dot{Q}_{evB1} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{sg}} \right) \quad (62)$$

onde,

$\dot{I}_{evB1}$ - taxa de irreversibilidade no evaporador [kW];

s_1 - entropia do refrigerante R22 na entrada do evaporador [kJ/kg.K];

s_2 - entropia do refrigerante R22 na saída do evaporador [kJ/kg.K];

T_{sg} - Temperatura da superfície do gelo ($T_{sg} = 0\text{ °C} = 273,15\text{ K}$).

Eficiência de 2ª Lei para o evaporador da bomba de calor “B1” foi calculada através da equação 63.

$$\varepsilon_{evB1} = \frac{\dot{Q}_{evB1} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sg}}\right)}{\dot{E}_{x2} - \dot{E}_{x1}} \quad (63)$$

Os fluxos de exergia associados a entrada e saída de massa do evaporador, no caso, a entrada e saída de massa de refrigerante, foram calculados por:

$$\dot{E}_{x1} = \dot{m}_{R22}[(h_1 - h_{0R22}) - T_0(s_1 - s_{0R22})] \quad (64)$$

$$\dot{E}_{x2} = \dot{m}_{R22}[(h_2 - h_{0R22}) - T_0(s_2 - s_{0R22})] \quad (65)$$

onde,

$\dot{E}_{x1}$ - fluxo de exergia do refrigerante R22 na entrada do evaporador [kW];

$\dot{E}_{x2}$ - fluxo exergia do refrigerante R22 na saída do evaporador [kW];

h_{0R22} - entalpia do R22 na condição de referência [kJ/kg];

s_{0R22} - entropia do R22 na condição de referência [kJ/kg].

- Compressor

- Balanço de energia

$$\dot{Q}_{cp} = \dot{m}_{R22}(h_4 - h_3) + \dot{W}_{cp} \quad (66)$$

onde,

$\dot{Q}_{cp}$ - fluxo de calor perdido na compressão [kW];

$\dot{W}_{cp}$ - potência fornecida ao compressor [kW];

h_4 - entalpia do refrigerante R22 na saída do compressor [kJ/kg];

h_3 - entalpia do refrigerante R22 na entrada do compressor [kJ/kg].

Para determinar o trabalho fornecido ao compressor foram realizados mais dois ensaios nominais, utilizando o motor elétrico de partida para acionamento do compressor. Considerou-se como sendo o trabalho fornecido ao compressor, a potência elétrica do motor, medida em cada intervalo de tempo com o analisador/registrador de grandezas elétricas.

Eficiência de 1ª Lei do compressor

$$\eta_{cp} = \frac{\dot{W}_{iso}}{\dot{W}_{real}} \quad (67)$$

$$\dot{W}_{iso} = \dot{m}_{R22} (h_{s4} - h_{s3}) \quad (68)$$

$$\dot{W}_{real} = \dot{W}_{cp} \quad (69)$$

onde,

$\dot{W}_{iso}$ - trabalho isoentrópico do compressor [kW];

h_{s3} - entalpia do refrigerante R22 na entrada do compressor isoentrópico [kJ/kg];

h_{s4} - entalpia do refrigerante R22 na saída do compressor isoentrópico [kJ/kg];

- Balanço de exergia (2ª Lei)

A taxa de irreversibilidade do compressor foi calculada por:

$$\dot{I}_{cp\ B1} = \dot{m}_{R22} \cdot T_0 \cdot (s_4 - s_3) - \dot{Q}_{cp} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{amb}} \right) \quad (70)$$

onde,

$\dot{I}_{cp\ B1}$ - taxa de irreversibilidade do compressor [*kW*];

s_4 - entropia do refrigerante R22 na saída do compressor [*kJ/kg.K*];

s_5 - entropia do refrigerante R22 na entrada do compressor [*kJ/kg.K*];

T_{amb} - temperatura do entorno, no caso a temperatura ambiente medida [*K*].

A eficiência de 2^a Lei para o compressor foi calculada pela equação 71.

$$\varepsilon_{cp} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x3}} \quad (71)$$

onde,

$\dot{E}_{x3}$ - fluxo de exergia do refrigerante R22 na entrada do compressor [*kW*];

$\dot{E}_{x4}$ - fluxo de exergia do refrigerante R22 na saída do compressor [*kW*].

Cálculo dos fluxos de exergia:

$$\dot{E}_{x3} = \dot{m}_{R22} [(h_3 - h_{0R22}) - T_0 (s_3 - s_{0R22})] \quad (72)$$

$$\dot{E}_{x4} = \dot{m}_{R22} [(h_4 - h_{0R22}) - T_0 (s_4 - s_{0R22})] \quad (73)$$

- Condensador

- Balanço de energia

O fluxo de calor rejeitado no condensador pelo refrigerante foi obtido pela equação 74.

$$\dot{Q}_{cd\ B1} = \dot{m}_{R22} (h_6 - h_5) \quad [kW] \quad (74)$$

onde,

h_5 - entalpia do refrigerante R22 na entrada do condensador [kJ / kg];

h_6 - entalpia do refrigerante R22 na saída do condensador [kJ / kg].

O fluxo de calor cedido para água de condensação foi calculado pela equação 75.

$$\dot{Q}_{acd\ B1} = \dot{m}_{acd} (h_8 - h_7) \quad [kW] \quad (75)$$

onde,

$\dot{m}_{acd}$ - vazão mássica de água circulando pelo condensador [kg / s];

h_7 - entalpia da água na entrada do condensador [kJ / kg];

h_8 - entalpia da água na saída do condensador [kJ / kg].

Eficiência de 1ª Lei do condensador

$$\eta_{cd\ B1} = \frac{\dot{Q}_{acd\ B1}}{\dot{Q}_{cd\ B1}} \quad (76)$$

- Balanço de exergia (2ª Lei)

A taxa de irreversibilidade no condensador foi calculada pela equação 77.

$$\dot{I}_{cd\ B1} = \sum \dot{E}_{xe\ cd} - \sum \dot{E}_{xs\ cd} \quad [kW] \quad (77)$$

$$\sum \dot{E}_{xe\ cd} = \dot{E}_{x5} + \dot{E}_{x7} \quad [kW] \quad (78)$$

$$\sum \dot{E}_{xs\ cd} = \dot{E}_{x6} + \dot{E}_{x8} \quad [kW] \quad (79)$$

onde,

$\dot{I}_{cd\ B1}$ - taxa de irreversibilidade no condensador da bomba de calor “B1” [kW];

$\sum \dot{E}_{xe\ cd}$ - soma dos fluxos de exergia na entrada do condensador [kW];

$\sum \dot{E}_{xs\ cd}$ - soma dos fluxos de exergia na saída do condensador [kW];

$\dot{E}_{x5}$ - fluxo de exergia do refrigerante R22 na entrada do condensador [kW];

$\dot{E}_{x6}$ - fluxo de exergia do refrigerante R22 na saída do condensador [kW];

$\dot{E}_{x7}$ - fluxo de exergia da água na entrada do condensador [kW];

$\dot{E}_{x8}$ - fluxo de exergia da água na saída do condensador [kW].

Cálculo dos fluxos de exergia:

$$\dot{E}_{x5} = \dot{m}_{R22}[(h_5 - h_{0R22}) - T_0(s_5 - s_{0R22})] \quad [kW] \quad (80)$$

$$\dot{E}_{x6} = \dot{m}_{R22}[(h_6 - h_{0R22}) - T_0(s_6 - s_{0R22})] \quad [kW] \quad (81)$$

$$\dot{E}_{x7} = \dot{m}_{acd}[(h_7 - h_{0a}) - T_0(s_7 - s_{0a})] \quad [kW] \quad (82)$$

$$\dot{E}_{x8} = \dot{m}_{acd} [(h_8 - h_{0a}) - T_0 (s_8 - s_{0a})] \quad [kW] \quad (83)$$

onde,

s_5 - entropia do refrigerante R22 na entrada do condensador [$kJ/kg.K$];

s_6 - entropia do refrigerante R22 na saída do condensador [$kJ/kg.K$];

s_7 - entropia da água na entrada do condensador [$kJ/kg.K$];

s_8 - entropia da água na saída do condensador [$kJ/kg.K$].

A eficiência de 2ª Lei para o condensador foi obtida através da equação 84.

$$\varepsilon_{cd B1} = \frac{\dot{E}_{x8} - \dot{E}_{x7}}{\dot{E}_{x5} - \dot{E}_{x6}} \quad (84)$$

- Válvula de expansão

- Balanço de energia

$$\dot{Q}_{ve B1} = \dot{m}_{R22} (h_9 - h_1) = 0 \quad (85)$$

$h_9 = h_1$ (válvula de expansão isoentálpica)

onde,

$\dot{Q}_{ve B1}$ - fluxo de calor na válvula de expansão da bomba de calor “B1” [kW];

h_9 - entalpia do refrigerante R22 na entrada da válvula de expansão [kJ/kg];

h_1 - entalpia do refrigerante R22 na saída da válvula de expansão [kJ/kg].

- Balanço de exergia

A taxa de irreversibilidade na válvula de expansão foi calculada através da equação 86.

$$\dot{I}_{veB1} = \dot{E}_{x9} - \dot{E}_{x1} \quad [kW] \quad (86)$$

onde,

$\dot{I}_{veB1}$ - taxa de irreversibilidade na válvula de expansão da de calor “B1” [kW];

$\dot{E}_{x9}$ - fluxo de exergia do refrigerante R22 na entrada da válvula de expansão [kW];

$\dot{E}_{x1}$ - fluxo de exergia do refrigerante R22 na saída da válvula de expansão, igual a exergia do refrigerante R22 na entrada do evaporador [kW].

Cálculo dos fluxos de exergia:

$$\dot{E}_{x9} = \dot{m}_{R22}[(h_9 - h_{0R22}) - T_0(s_9 - s_{0R22})] \quad (87)$$

onde,

s_9 - entropia do refrigerante R22 na entrada da válvula de expansão [kJ/kg.K].

A eficiência de 2ª Lei para a válvula de expansão foi dada pela equação 88.

$$\varepsilon_{veB1} = \frac{\sum \dot{E}_{x1}}{\sum \dot{E}_{x9}} \quad (88)$$

- Linha de sucção

- Balanço de energia

O fluxo de calor do ambiente externo para a linha de sucção foi dado por:

$$\dot{Q}_{ls\ B1} = \dot{m}_{R22}(h_3 - h_2) \quad [kW] \quad (89)$$

onde,

h_3 - entalpia específica do refrigerante R22 na saída da linha de sucção (igual a entalpia específica do R22 na entrada do compressor) $[kJ/kg]$;

h_2 - entalpia específica do refrigerante R22 na entrada da linha de sucção (igual a entalpia específica do R22 na saída do evaporador) $[kJ/kg]$.

- Balanço de exergia (2ª Lei)

A taxa de irreversibilidade na linha de sucção da bomba de calor “B1” foi dada pela equação 90.

$$\dot{I}_{ls\ B1} = \dot{m}_{R22} \cdot T_0 \cdot (s_3 - s_2) - \dot{Q}_{ls\ B1} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{amb}} \right) \quad [kW] \quad (90)$$

onde,

s_3 - entropia específica do refrigerante R22 na saída da linha de sucção (igual a entropia específica do refrigerante na entrada do compressor) $[kJ/kgK]$;

s_2 - entropia específica do refrigerante R22 na entrada da linha de sucção (igual a entropia específica do refrigerante na saída do evaporador) $[kJ/kgK]$.

- Linha de descarga

- Balanço de energia

O fluxo de calor perdido na linha de descarga foi dado por:

$$\dot{Q}_{ld\ B1} = \dot{m}_{R22}(h_5 - h_4) \quad [kW] \quad (91)$$

onde,

h_5 - entalpia específica do refrigerante R22 na saída da linha de descarga (igual a entalpia específica do R22 na entrada do condensador) $[kJ/kg]$;

h_4 - entalpia específica do refrigerante R22 na entrada da linha de descarga (igual a entalpia específica do R22 na saída do compressor) $[kJ/kg]$.

- Balanço de exergia (2ª Lei)

A taxa de irreversibilidade da linha de descarga da bomba de calor “B1” foi dada por:

$$\dot{I}_{ld\ B1} = \dot{m}_{R22} \cdot T_0 \cdot (s_5 - s_4) - \dot{Q}_{ld\ B1} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{amb}} \right) \quad [kW] \quad (92)$$

onde,

s_5 - entropia específica do refrigerante R22 na saída da linha de descarga (igual a entropia específica do refrigerante na entrada do condensador) $[kJ/kgK]$;

s_4 - entropia específica do refrigerante R22 na entrada da linha de descarga (igual a entropia específica do refrigerante na saída do compressor) $[kJ/kgK]$.

- Linha de líquido

- Balanço de energia

O fluxo de calor cedido na linha de líquido foi dado por:

$$\dot{Q}_{ll\ B1} = \dot{m}_{R22}(h_9 - h_6) \quad [kW] \quad (93)$$

onde,

h_9 - entalpia específica do refrigerante R22 na saída da linha de líquido (igual a entalpia específica do R22 na entrada da válvula de expansão) [kJ / kg];

h_6 - entalpia específica do refrigerante R22 na entrada da linha de líquido (igual a entalpia específica do R22 na saída do condensador) [kJ / kg].

- Balanço de exergia (2ª Lei)

A taxa de irreversibilidade na linha de líquido da bomba de calor “B1” foi dada por:

$$\dot{I}_{ll\ B1} = \dot{m}_{R22} \cdot T_0 \cdot (s_9 - s_6) - \dot{Q}_{ll\ B1} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{amb}} \right) \quad [kW] \quad (94)$$

onde,

s_9 - entropia específica do refrigerante R22 na saída da linha de líquido (igual a entropia específica do refrigerante na entrada da válvula de expansão) [kJ / kg.K];

s_6 - entropia específica do refrigerante R22 na entrada da linha de líquido (igual a entropia específica do refrigerante na saída do condensador) [kJ / kg.K].

- Motor a combustão

- Balanço de energia

$$\dot{Q}_{motor} = \dot{E}_{comb} - \dot{W}_{cp} \quad [kW] \quad (95)$$

onde,

$\dot{Q}_{motor}$ - fluxo de calor perdido pelo motor a combustão [kW];

$\dot{E}_{comb}$ - fluxo de energia fornecida pelo combustível [kW];

$\dot{W}_{cp}$ - potência fornecida ao compressor [kW].

A potência fornecida ao compressor foi adotada com sendo igual a potência líquida produzida pelo motor a combustão. A potência líquida produzida pelo motor a combustão foi considerada como sendo igual à potência elétrica medida para o motor de acionamento do compressor, obtida em ensaios com acionamento elétrico para as mesmas condições operacionais do ensaio com o motor a combustão.

O fluxo de energia fornecido pelo combustível foi obtido transformando-se a equação 47 em termos de fluxo, resultando na equação 96, como sendo o produto do poder calorífico inferior do combustível (PCI) pela vazão de combustível (consumo de combustível medido para o motor a combustão).

$$\dot{E}_{comb} = PCI_{gás} \cdot \dot{V}_{comb} \quad [kW] \quad (96)$$

onde,

$PCI_{gás}$ - poder calorífico inferior do gás natural [kJ / m³];

$\dot{V}_{comb}$ - vazão de combustível [m³ / s].

A eficiência de 1ª Lei para o motor a combustão foi determinado pela equação 97.

$$\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{cp}}{\dot{E}_{comb}} \quad (97)$$

- Exergia e Irreversibilidade

A taxa de irreversibilidade do motor a combustão foi calculada através da equação 98, como sendo a razão entre a exergia do combustível e a potência líquida produzida pelo motor a combustão (potência líquida fornecida ao compressor).

$$\dot{I}_{motorB1} = \dot{E}_{xcomb} - \dot{W}_{cp} \quad [kW] \quad (98)$$

A eficiência exergética foi estimada em função da taxa de irreversibilidade, utilizando-se a equação proposta por KOTAS (1995).

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \dot{E}x_e} \quad (99)$$

Assim, substituindo os dados para o motor, resulta:

$$\varepsilon_{motor B1} = 1 - \frac{\dot{I}_{motor B1}}{\sum \dot{E}x_e} \quad (100)$$

Para o motor a combustão, a exergia de entrada é a soma da exergia do combustível com a exergia do ar. No entanto, considerando-se que o ar entra no motor a temperatura e pressão ambiente, tendo em vista as condições de referência, desconsiderou-se a sua exergia. Desta maneira, a exergia de entrada foi considerada como sendo igual a taxa de exergia do combustível. Assim, a equação para eficiência exergética do motor ficou:

$$\varepsilon_{motor B1} = 1 - \frac{\dot{I}_{motor B1}}{\dot{E}_{xcomb}} \quad (101)$$

$$\dot{E}_{xcomb} = \dot{m}_{comb} \cdot e_{xcomb} \quad [kW] \quad (102)$$

A vazão mássica de combustível foi obtida multiplicando-se a densidade relativa do gás natural pelo consumo de gás do motor (vazão de combustível).

$$\dot{m}_{comb} = \rho_{r_{GN}} \cdot \dot{V}_{comb} \quad [kg / s] \quad (103)$$

A exergia específica do combustível foi obtida a partir da equação proposta por KOTAS (1995), como sendo igual a somatória dos produtos da fração mássica de cada componente do combustível pela sua exergia química padrão.

$$e_{x_{comb}} = \sum_{i=n} c_i \cdot E_{xi}^{\circ} \quad [kJ / kg] \quad (104)$$

onde,

c_i - fração mássica de cada componente;

E_{xi}° - exergia química padrão do componente do combustível $[kJ / kg]$.

Os dados de poder calorífico inferior, densidade relativa e composição do gás natural foram obtidos com a Comgás, para o gás natural do gasoduto Bolívia - Brasil, sendo este o gás fornecido para o posto onde foi adquirido todo o gás utilizado nos ensaios. Para o poder calorífico inferior foi fornecido um valor de 36454 kJ/m^3 e, para densidade relativa, um valor de $0,6425 \text{ kg/m}^3$. A Tabela 23 mostra os dados fornecidos para a composição do gás natural. O valor da exergia química padrão de cada componente do combustível, foi obtido de valores tabelados por SZARGUT et al. (1988). A Tabela 24 mostra estes valores.

Tabela 23. Composição volumétrica do gás natural usado nos ensaios

Componente	Volume (%)
Metano (CH_4)	91,80
Etano (C_2H_6)	5,58
Propano (C_3H_8)	0,97
Iso-butano (C_4H_{10})	0,05
Pentano (C_5H_{12})	0,10
Nitrogênio (N_2)	1,42
Dióxido de carbono (CO_2)	0,08
Fonte: Comgás	

Tabela 24. Exergia química padrão de cada componente do combustível

Componente	Exergia química padrão (kJ/kg)
Metano (CH ₄)	51848
Etano (C ₂ H ₆)	49745
Propano (C ₃ H ₈)	48847
Iso-butano (C ₄ H ₁₀)	48272
Pentano (C ₅ H ₁₂)	48000
Nitrogênio (N ₂)	25,70
Dióxido de carbono (CO ₂)	451,49

Fonte: SZARGUT et al. (1988)

Com o dados da Tabela 23, considerando-se a massa molecular de cada componente também obtida das tabelas de SZARGUT, determinou-se as frações mássicas dos componentes, conforme mostrado na Tabela 25.

Tabela 25. Determinação da fração mássica de cada componente do gás natural

Componente	Percentual em volume	Fração molar (x_i)	Massa molecular (M_i)	kg/kmol ($M_i \cdot x_i$)	Fração mássica ($c_i = M_i x_i / \sum M_i \cdot x_i$)
Metano (CH ₄)	91,80	0,918	16,04	14,7247	0,8480
Etano (C ₂ H ₆)	5,58	0,0558	30,07	1,67791	0,0966
Propano (C ₃ H ₈)	0,97	0,0097	44,10	0,42777	0,0246
Iso-butano (C ₄ H ₁₀)	0,05	0,0005	58,12	0,02906	0,0017
Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,10	0,0010	72,15	0,07215	0,0042
Nitrogênio (N ₂)	1,42	0,0142	28,01	0,39774	0,0229
Dióxido de carbono (CO ₂)	0,08	0,0008	44	0,0352	0,0020
Total	100	1,0	-	17,3645	1,0

Considerando o acionamento com o motor elétrico, ou seja, considerando a potência fornecida ao compressor, os valores instantâneos do coeficiente de desempenho para o conjunto motor-compressor da bomba de calor “B1”, para resfriamento e aquecimento, foram dados, respectivamente, pelas equações 105 e 106.

$$COP_{cp \text{ inst resfri } B1} = \frac{\dot{Q}_{evB1}}{\dot{W}_{cp}} \quad (105)$$

$$COP_{cp\ inst\ aquec\ B1} = \frac{\dot{Q}_{cdB1}}{\dot{W}_{cp}} \quad (106)$$

Os valores instantâneos para o coeficiente de desempenho operacional da bomba de calor, que considera a potência dos equipamentos auxiliares, no caso do resfriamento, devido ao banco de gelo não possuir agitador ou bomba d'água, foi considerado como sendo igual o coeficiente de desempenho do conjunto motor-compressor para o ciclo. Para aquecimento, este foi dado pela equação 108, que incluiu no denominador, a potência da bomba d'água do condensador.

$$COP_{O\ inst\ resfri\ B1} = COP_{cp\ inst\ resfri\ B1} \quad (107)$$

$$COP_{O\ inst\ aquec\ B1} = \frac{\dot{Q}_{cdB1}}{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_b} \quad (108)$$

Para cálculo do coeficiente de desempenho da instalação, foi considerada a relação entre a energia térmica total produzida (estocada nos reservatórios térmicos) e o consumo total de energia (motor de acionamento do compressor e auxiliares).

Os valores do coeficiente de desempenho da instalação para a bomba de calor “B1”, para resfriamento, foram calculados para os ensaios nominais através da equação 36, substituindo-se no denominador, a energia total disponibilizada pelo combustível, pelo consumo total de energia do motor elétrico do compressor. Para aquecimento, utilizou-se a equação 40, substituindo-se no denominador, a energia total disponibilizada pelo combustível, pelo consumo total de energia elétrica do compressor e da bomba d'água do condensador.

Para os cálculos dos valores do coeficiente de desempenho com o motor a combustão, no caso dos valores de COP instantâneo, utilizou-se as equações 105, 106, 107 e 108, substituindo-se a potência elétrica fornecida ao compressor pelo fluxo de energia fornecido pelo combustível ($\dot{E}_{comb}$).

Para o cálculo dos valores de COP da instalação para a bomba de calor com acionamento a gás, também foram utilizadas as equações 36 e 40. No caso da equação 36, esta

foi aplicada direta. No caso da equação 40, para o cálculo do COP da instalação para aquecimento, foi necessário somar á energia total disponibilizada pelo combustível, a energia total consumida pela bomba d'água do condensador.

O trabalho de Carnot, aplicando a equação 53 para os dados da bomba de calor “B1”, foi calculado através da equação 109.

$$\dot{W}_{Carnot} = \frac{\dot{Q}_{evB1}}{COP_{Carnot}} \quad (109)$$

O coeficiente de desempenho para Carnot foi obtido aplicando-se os dados da bomba de calor “B1” a equação 52, onde resulta a equação 110.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{sg}}{\bar{T}_{acd} - T_{sg}} \quad (110)$$

onde,

$\bar{T}_{acd}$ - temperatura média da água no condensador [°C]:

$$\bar{T}_{acd} = \frac{T_7 + T_8}{2} \quad (111)$$

A eficiência exergética da bomba de calor “B1” para resfriamento (banco de gelo), foi calculada através da equação 112.

$$\mathcal{E}_{resfri\ B1} = \frac{\dot{Q}_{bg} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{sg}}\right)}{\dot{W}_{cp\ B1}} \quad (112)$$

Para aquecimento de água, a eficiência exergética, desconsiderando-se a potência da bomba d'água do condensador (eficiência exérgica bruta), foi calculada pela equação 113,

como sendo o quociente da variação da exergia da água no condensador pelo trabalho do compressor.

$$\varepsilon_{aquec\ B1} = \frac{\Delta \dot{E}_{x\ acd}}{\dot{W}_{cp}} = \frac{\dot{E}_{x\ 8} - \dot{E}_{x\ 7}}{\dot{W}_{cp}} \quad (113)$$

Os valores de eficiência exergética para a bomba de calor “B1” considerando-se o acionamento com o motor a combustão, foram calculadas pelas seguintes equações:

Para resfriamento (banco de gelo)

$$\varepsilon_{gás\ resfri\ B1} = \frac{\dot{Q}_{bg} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sg}}\right)}{\dot{E}_{x\ comb}} \quad (114)$$

Para aquecimento (bomba de calor)

$$\varepsilon_{gás\ aquec\ B1} = \frac{\Delta \dot{E}_{x\ acd}}{\dot{E}_{x\ comb}} = \frac{\dot{E}_{x\ 8} - \dot{E}_{x\ 7}}{\dot{E}_{x\ comb}} \quad (115)$$

Os valores de eficiência exergética líquida, foram obtidos acrescentando-se o trabalho da bomba d’água do condensador nos denominadores das equações 113 e 115.

4.4.4. Aplicação das equações de balanço energético e exergético para a bomba de calor “B3”

Para a bomba de calor “B3”, a não ser para o evaporador, para os demais componentes, devido à similaridade, foram aplicadas as mesmas equações utilizadas para a bomba de calor “B1”, somente trocando-se os sub-índices por “B3”. A Figura 36 mostra o fluxograma com os pontos de aplicação do balanço energético e exergético para cada componente.

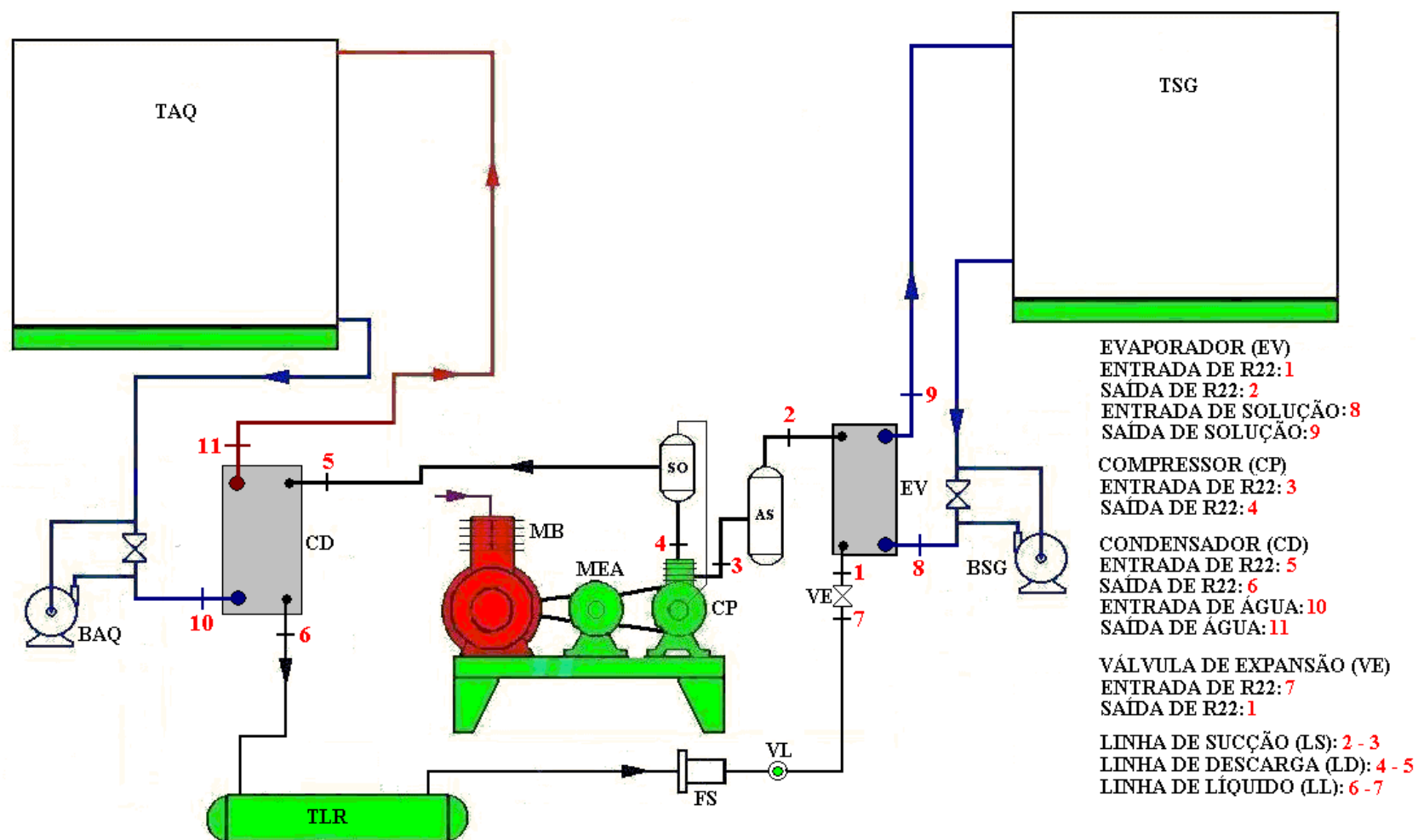


Figura 36. Fluxograma com os pontos para aplicação do balanço energético e exergético para cada componente da bomba de calor “B3”.

Para o evaporador da bomba de calor “B3”, aplicando-se o balanço energético aos fluxos de entrada e saída, obteve-se as equações de energia para cálculo da eficiência de 1^a Lei.

O fluxo de calor retirado da solução foi calculado através da equação 116.

$$\dot{Q}_{sol} = \dot{m}_{sol} \cdot C_{psol} \cdot (T_8 - T_9) \quad [kW] \quad (116)$$

onde,

$\dot{m}_{sol}$ - vazão mássica de solução [kg / s];

T_8 - temperatura da solução na entrada do evaporador [°C];

T_9 - temperatura da solução na saída do evaporador [°C].

A vazão mássica da solução foi obtida através da equação 117, como sendo produto da vazão volumétrica pela densidade da solução.

$$\dot{m}_{sol} = \dot{V}_{sol} \cdot \rho_{sol} \quad [kg / s] \quad (117)$$

onde,

$\dot{V}_{sol}$ - vazão volumétrica da solução [m³ / s].

O fluxo de calor retirado no evaporador pelo refrigerante foi dado pela equação 118.

$$\dot{Q}_{ev B3} = \dot{m}_{R22} \cdot (h_2 - h_1) \quad [kW] \quad (118)$$

onde,

h_2 - entalpia do refrigerante R22 na saída do evaporador, [kJ / kg];

h_1 - entalpia do refrigerante R22 na entrada do evaporador, [kJ / kg].

A eficiência de 1ª Lei para o evaporador da bomba de calor “B3” foi calculado pela equação 119.

$$\eta_{ev B3} = \frac{\dot{Q}_{sol}}{\dot{Q}_{ev B3}} \quad (119)$$

Da mesma maneira, aplicando-se o balanço exergético aos fluxos de entrada e saída do evaporador, obteve-se a equação para cálculo da eficiência de 2ª Lei.

$$\varepsilon_{ev B3} = \frac{\dot{E}_{x2} - \dot{E}_{x1}}{\dot{Q}_{ev B3} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{sol}}\right)} \quad (120)$$

onde,

$\dot{E}_{x1}$ = fluxo de exergia do refrigerante R22 na entrada do evaporador, [kW];

$\dot{E}_{x2}$ = fluxo de exergia do refrigerante R22 na saída do evaporador, [kW];

$\bar{T}_{sol}$ = temperatura média da solução água-álcool no evaporador, [°C].

$$\bar{T}_{sol} = \frac{T_8 + T_9}{2} \quad (121)$$

A taxa de irreversibilidade do evaporador foi obtida através da equação 122.

$$\dot{I}_{ev B3} = \dot{m}_{R22} \cdot T_0 (s_2 - s_1) - \dot{Q}_{ev B3} \cdot \left(\frac{T_{amb}}{\bar{T}_{sol}} \right) \quad [kW] \quad (122)$$

A eficiência exergética bruta da bomba de calor “B3” para resfriamento, foi calculada através da equação 123.

$$\mathcal{E}_{resfri_{B3}} = \frac{\dot{Q}_{sol} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right)}{\dot{W}_{cp}} \quad (123)$$

Para o acionamento a gás, a eficiência exergética bruta para resfriamento foi calculada pela equação 123.

$$\mathcal{E}_{gás_{resfri_{B3}}} = \frac{\dot{Q}_{sol} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right)}{\dot{E}_{x_{comb}}} \quad (124)$$

Os valores de eficiência exergética líquida para resfriamento, foram obtidos incluindo-se no denominador das equações 123 e 124 o trabalho da bomba d'água do evaporador.

4.5. Levantamentos de dados para o estudo de caso

O levantamento de dados foi realizado em uma Granja Leiteira produtora de leite tipo “A”, localizada na região de Campinas/SP, com um plantel de 220 vacas em lactação, e que produzia diariamente, em média, 4.000 litros de leite pasteurizado. Das 220 vacas em lactação, cerca de 100 eram criadas em regime totalmente confinadas, sendo, as demais, criadas em regime semi-estabulado. A granja trabalhava em regime de 2 ordenhas, uma no período da manhã, por volta das 5:00 horas, e a outra no período da tarde, por volta das 15:00 horas, coletando aproximadamente 2.200 e 1.800 litros de leite, respectivamente.

A Granja Leiteira em questão, tinha o perfil para o qual estava sendo desenvolvida a bomba de calor, pelo fato de possuir as instalações de criação, ordenha e pasteurização, todas num único local e, também, devido ao manejo das ordenhas.

O objetivo foi levantar dados de consumo de energia elétrica nas tarefas que envolviam o uso de energia térmica: resfriamento do leite, pasteurização, aquecimento de água para limpeza e conservação do leite pasteurizado. De posse destes dados, verificar qual a parcela de

contribuição de cada atividade no consumo total de energia, principalmente, as operações de aquecimento e resfriamento de água, para assim, obter uma melhor estimativa do potencial de economia da bomba de calor a biogás.

Além dos dados de consumo de energia, foi levantado também, o consumo de água utilizada para limpeza, para se obter dados mais precisos sobre a relação de litros de água por litro de leite processado. Pois, os dados encontrados em algumas bibliografias eram referentes a laticínios tipo “C”, e mostravam razões entre consumo de água para limpeza e leite processado de 1/1 e até de 3/1, em alguns casos os valores se referiam ao consumo total de água.

Nos levantamentos também foram coletados dados referentes a produção de dejetos, para estimativa do potencial de geração de biogás, considerando-se o fornecimento para uma bomba de calor a biogás para atendimento da demanda total ou parcial da Granja Leiteira. O volume de dejetos produzidos, possível de ser aproveitado para uso num biodigestor, foi estimado com base no número de animais confinados e no tempo de permanência no estábulo.

A água quente usada para pasteurização e também no processo de limpeza era fornecida por dois aquecedores elétricos, um de passagem e outro de acumulação. O aquecedor de passagem encontrava-se instalado no interior da planta de processamento de leite, este tinha uma potencia elétrica de 45 kW. O aquecedor de acumulação, com um reservatório de 2000 litros de água e uma potência de 2,7 kW, encontrava-se instalado na casa de máquinas.

A água gelada utilizada para resfriamento rápido do leite após a ordenha e a pasteurização era fornecida por um banco de gelo. O sistema de refrigeração do banco de gelo operava com R22, sendo composto por duas unidades condensadoras equipadas com compressores herméticos de 6,8 kW e condensadores tipo “*tube-in-tube*”, operando com R22. Para resfriamento da água dos condensadores era empregada uma torre de resfriamento com ventilação forçada. O evaporador era do tipo expansão direta, com serpentina imersa em um tanque de água, semelhante ao utilizado pela bomba de calor “B1”.

As medições dos equipamentos elétricos foram feitas com o medidor/analizador de energia elétrica. O medidor foi instalado nos quadros elétricos, nos circuitos de alimentação dos equipamentos, dos quais se deseja levantar o consumo. A Figura 37 mostra o medidor instalado num quadro elétrico da casa de máquinas da Granja Leiteira.



Figura 37. Medidor/analizador de energia elétrica instalado na Granja Leiteira.

Para realização das medidas de consumo de energia de cada equipamento e de cada operação, foi necessário, primeiramente conhecer as instalações e quadros elétricos, para levantar onde estavam ligados os equipamentos e como estavam divididos os circuitos, para assim determinar os pontos de medição. Esta tarefa foi executada com o auxílio do técnico responsável pela manutenção da planta da Granja Leiteira.

Pelo fato do medidor utilizado ter capacidade para monitorar apenas um circuito por medição, as medições totais e de cada equipamento foram realizadas em datas diferentes. Para cada medição, a fim de ser representativa, foi determinado um período de 7 dias. O medidor foi primeiramente instalado na entrada geral de energia para medir o consumo total. Depois, a cada 7 dias o medidor era retirado, as leituras eram descarregadas, e o mesmo era instalado em outro equipamento, até serem finalizadas as leituras.

4.6. Avaliação econômica

Visando estimar o tempo de retorno do investimento, realizou-se uma análise de viabilidade econômica, considerando a economia obtida pela bomba de calor. Uma vez que, somente a demonstração da viabilidade técnica comparada ao sistema convencional, não seria suficiente para demonstrar a real viabilidade do equipamento.

Desta forma, o estudo de viabilidade econômica se mostra como um critério fundamental para a aceitação e uso de uma tecnologia, principalmente, quando se trata de uma tecnologia substituta, a qual irá competir com tecnologias convencionalmente empregadas e já devidamente consolidadas.

Para este estudo foi considerado o custo da tecnologia convencionalmente empregada, ou seja, tanques de resfriamento com expansão direta e resistência elétrica, e o custo de implantação da nova tecnologia, que é constituído da bomba de calor e do biodigestor. Um importante fator a ser avaliado, refere-se a economia obtida com a redução do uso de energia elétrica, uma vez que, este é o fator determinante no retorno do investimento.

Para determinação da economia de energia, realizou-se uma análise comparativa, do custo energético operacional da bomba de calor com o sistema convencionalmente utilizado, composto por um equipamento de refrigeração e um aquecedor elétrico. Na comparação com a bomba de calor, considerou-se a utilização de um equipamento de refrigeração com condensação a ar, de mesma capacidade dos equipamentos de refrigeração empregados em tanques resfriadores de 1000 litros para duas ordenhas, de 5,52 kW de potência.

Para efeito de comparação foram considerados os seguintes cenários:

- **Cenário 1** - Situação atual: equipamento de refrigeração com condensação a ar, acionado com energia elétrica para resfriamento do leite e “boiler” para aquecimento de água para limpeza;
- **Cenário 2** - Bomba de calor acionada com energia elétrica, fazendo termo-acumulação de “frio” para o resfriamento do leite e água quente para limpeza;
- **Cenário 3** - Bomba de calor acionada com gás natural, fazendo termo-acumulação de “frio” para o resfriamento do leite e água quente para limpeza;
- **Cenário 4** - Bomba de calor acionada com biogás, fazendo termo-acumulação de “frio” para o resfriamento do leite e água quente para limpeza;

- **Cenário 5** - Bomba de calor acionada com biogás, fazendo termo-acumulação de “frio” para o resfriamento do leite e água quente para limpeza, com as bombas d’água dos trocadores de calor também acionadas com biogás.

Antes, se fez necessária a determinação do custo do biogás gerado no biodigestor. O custo do biogás ($C_{biogás}$), foi obtido através da equação 125.

$$C_{biogás} = \frac{C_{biod} \cdot f \cdot (1 + t_{biod}) + C_{obras/inst} \cdot f \cdot (1 + t_{obras/inst})}{H_{oper} \cdot Prod_{biog}} \quad (125)$$

Com:

$$f = \frac{[q^k \cdot (q - 1)]}{(q^k - 1)} \quad (126)$$

$$q = 1 + \frac{r}{100} \quad (127)$$

onde:

C_{biod} - custo do biodigestor [R\$];

t_{biod} - taxa anual de operação e manutenção do biodigestor [%];

$C_{obras/inst}$ - custo de obras e instalações [R\$];

$t_{obras/inst}$ - taxa anual de operação e manutenção nas obras e instalações [%];

H_{oper} - números de dias de operação do biodigestor no ano [dias/ano];

$Prod_{biog}$ - produção diária de biogás [m³/dia];

f - fator de recuperação de capital;

r - Taxa anual de juros [%];

k - Período de amortização.

O tempo de retorno do investimento na aplicação da bomba de calor foi dado pela equação 127.

$$t_{\text{retorno}} = \frac{C_{\text{bcalor}} \cdot f \cdot (1 + t_{\text{bcalor}}) + C_{\text{diver}} \cdot f \cdot (1 + t_{\text{diver}})}{(C_{\text{energ.cenar1}} - C_{\text{energ.cenar4}})} \quad (128)$$

Com:

$$C_{\text{energ.cenar4}} = C_{\text{bb\u00e1gua.cenar4}} + \text{Cons}_{\text{biog\u00e1s.cenar4}} \cdot C_{\text{biog\u00e1s}} \quad (129)$$

onde:

C_{bcalor} - custo da bomba de calor [R\$];

t_{bcalor} - custo anual de opera\u00e7\u00e3o e manuten\u00e7\u00e3o da bomba de calor [%];

C_{outros} - custos diversos de implanta\u00e7\u00e3o [R\$];

t_{outros} - custo de manuten\u00e7\u00e3o e opera\u00e7\u00e3o de outros [%];

$C_{\text{energ.cenar1}}$ - gasto anual com energia no Cen\u00e1rio 1 [R\$/ano];

$C_{\text{energ.cenar4}}$ - gasto anual com energia no Cen\u00e1rio 4 [R\$/ano];

$C_{\text{bb\u00e1gua}}$ - gasto anual com energia com Bombas de \u00e1gua no Cen\u00e1rio 4 [R\$/ano];

$\text{Cons}_{\text{biog\u00e1s.cenar4}}$ - consumo anual de biog\u00e1s no Cen\u00e1rio 4 [m³/ano];

No custo da bomba de calor, foram computados os gastos com equipamentos e acess\u00f3rios para montagem dos prot\u00f3tipos: compressor, trocadores, v\u00e1lvulas, bombas' \u00e1gua, reservat\u00f3rios, v\u00e1lvulas, etc. Foram desconsiderados gastos com a montagem.

Os dados da an\u00e1lise econ\u00f4mica realizada com base no “Cen\u00e1rio 4”, foram ent\u00e3o aplicados ao estudo de caso, para determina\u00e7\u00e3o do potencial global de economia gerado pela bomba de calor, caso ela fosse instalada na Granja Leiteira estudada, em fun\u00e7\u00e3o da redu\u00e7\u00e3o dos custos para gera\u00e7\u00e3o de energia t\u00e9rmica.

Os custos de implanta\u00e7\u00e3o da bomba de calor e do biodigestor na Granja Leiteira, foram estimados em cima dos custos levantados para a bomba de calor, com base nos valores de capacidade.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Dados operacionais obtidos nos testes nominais com as bombas de calor

Na Figura 38 são mostradas as curvas do diâmetro de gelo em função do tempo de operação da bomba de calor “B1” nas condições nominais, com acionamento a gás natural e elétrico e, a curva prevista pelo modelo utilizado no dimensionamento.

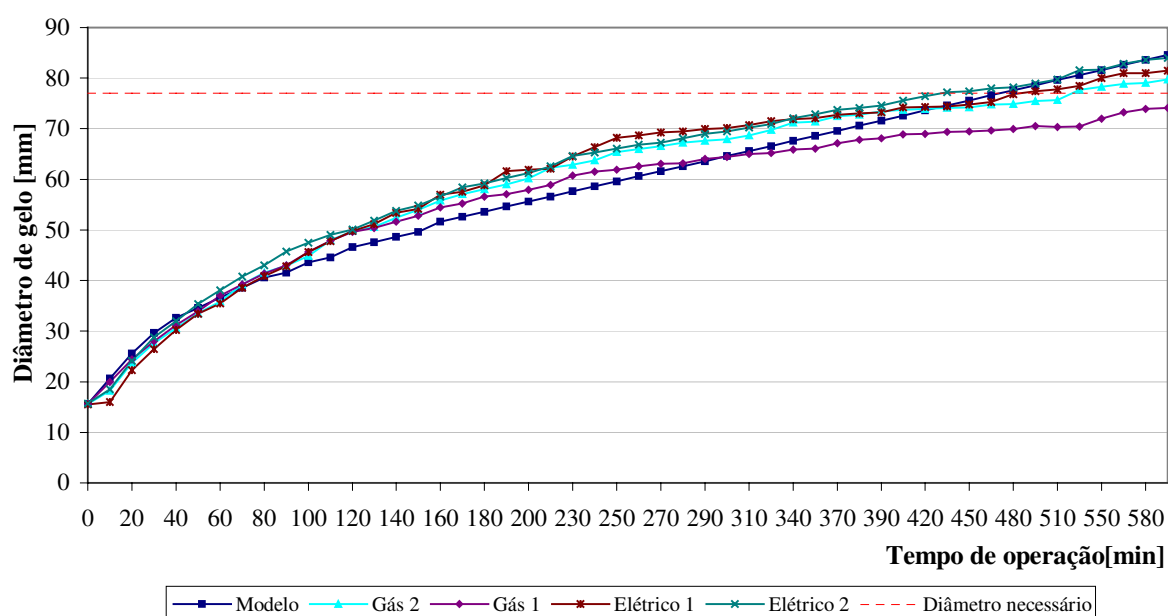


Figura 38. Curvas do diâmetro de gelo formado em função do tempo de operação da bomba de calor “B1” nas condições nominais, com acionamento a gás natural e com energia elétrica e, a curva prevista pelo modelo utilizado no dimensionamento.

Verifica-se que o comportamento do diâmetro de gelo em função do tempo de operação para os ensaios nominais se aproximou bastante do previsto pelo modelo, tanto para o acionamento a gás como para o acionamento com energia elétrica. Pois as curvas se mostraram bastante semelhantes, havendo pouca variação. O diâmetro de gelo para o final do tempo de acumulação de 10 horas, previsto pelo modelo foi de 84,9 mm. Nos ensaios nominais realizados, o diâmetro final de gelo ficou entre 74 e 84 mm. Sendo de 186 kg a massa de gelo necessária para resfriamento do maior volume de leite (600 litros),

correspondente a ordenha da manhã, implicando em um diâmetro necessário de 77 mm, somente em um ensaio, o diâmetro de gelo produzido ficou abaixo deste valor. Para os demais ensaios os valores finais do diâmetro de gelo ficaram acima do necessário. Mostrando que a bomba de calor atende a capacidade de resfriamento para qual foi dimensionada

Verificou-se nos ensaios realizados com acionamento a gás natural, com o motor a combustão, que os valores finais do diâmetro de gelo ficaram um pouco abaixo dos valores obtidos nos ensaios com acionamento elétrico. Isto se justifica por uma diferença de rotação causada pela relação dos diâmetros das polias utilizadas no motor elétrico de arranque e no motor a combustão, com a finalidade de reduzir a rotação transmitida do motor a combustão para o compressor. Considerou-se uma rotação fixa do motor a combustão, fornecida pelo fabricante, igual a 3500 RPM. No entanto, com o aumento de torque, a rotação sofre redução, por isso, a diferença nas curvas aparece mais no final do processo.

A Figura 39 mostra os cilindros de gelo formados em torno da serpentina do evaporador da bomba de calor “B1” num ensaio nominal, após a finalização e esgotamento da água do tanque.



Figura 39. Cilindros de gelo formados em torno da serpentina do evaporador da bomba de calor “B1” após um ensaio nas condições nominais de operação.

A Figura 40 mostra as curvas que descrevem a variação da massa de gelo acumulada em relação ao tempo de operação, confeccionadas a partir das curvas de diâmetro de gelo mostradas na Figura 38, para os ensaios nas condições nominais de operação, com acionamento a gás natural, com acionamento elétrico e, a curva prevista pelo modelo.

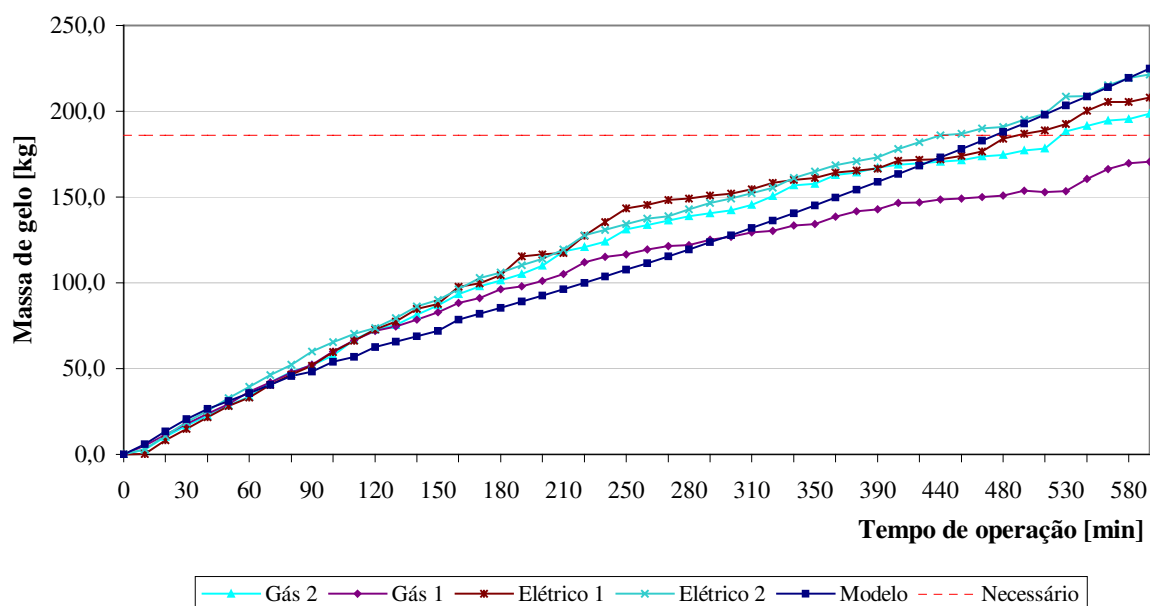


Figura 40. Curvas da massa de gelo acumulada em função do tempo de operação da bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação, com acionamento a gás natural e elétrico e, a curva prevista pelo modelo.

A Figura 41 mostra o comportamento médio das temperaturas em vários pontos do sistema frigorífico da bomba de calor “B1” ao longo do tempo de operação de 10 horas, nas condições nominais. A temperatura na saída do condensador corresponde à temperatura de condensação e, a temperatura na entrada no evaporador, a temperatura de evaporação. No dimensionamento, considerou-se uma temperatura de evaporação constante de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na condição real de operação, a temperatura se manteve em torno de $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante todo o processo, com pequenas oscilações causadas pela modulação da válvula de expansão. O superaquecimento total, ou seja, a diferença entre a temperatura do fluido refrigerante na entrada do evaporador e na entrada do compressor, conforme recomendado pelo fabricante do compressor, ficou em torno de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A temperatura de descarga do compressor e a temperatura de condensação apresentaram um comportamento crescente, causado pela elevação da temperatura do tanque de água quente ao longo do processo.

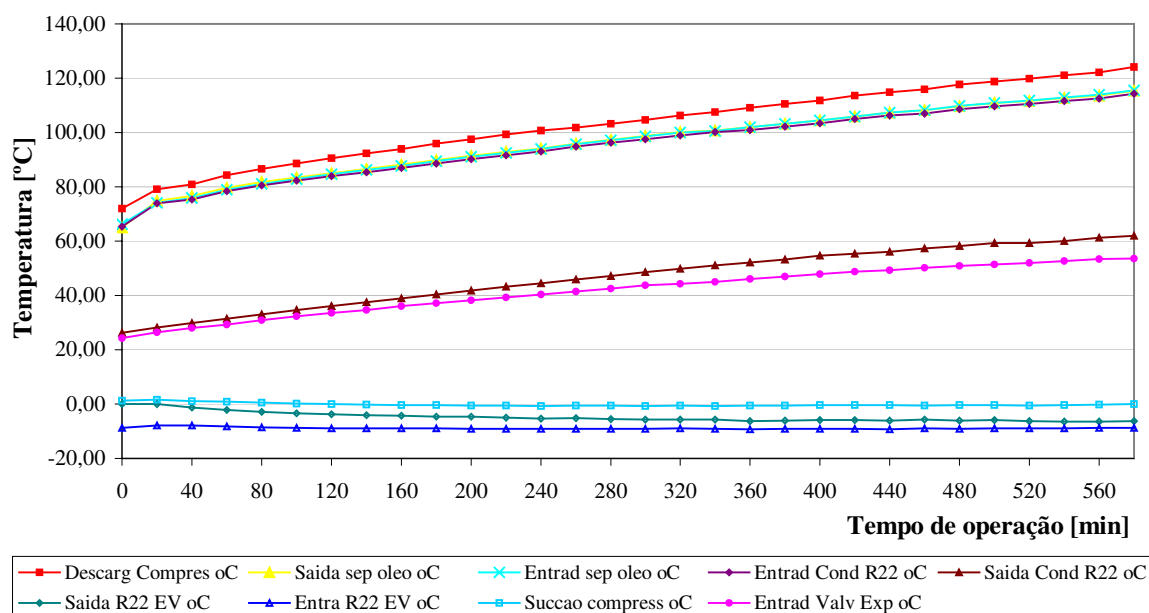


Figura 41. Curvas do comportamento das temperaturas do sistema frigorífico da bomba de calor “B1” para o tempo de operação de 10 horas nas condições nominais.

A Figura 42 mostra o comportamento das temperaturas do sistema frigorífico da bomba de calor “B1” para um ensaio nas condições nominais de operação, onde, regulou-se a válvula de expansão para trabalhar com superaquecimento menor na sucção do compressor. Neste mesmo ensaio a válvula de expansão apresentou um problema mecânico causando a abertura demasiada do orifício, implicando num superaquecimento total igual a zero e, mesmo com o acumulador de sucção, houve retorno de líquido, evidenciado pelo congelamento excessivo da sucção do compressor (Figura 43).

Analisando na Figura 42, o comportamento da temperatura de descarga do compressor, verifica-se que o retorno de líquido começou ocorrer aproximadamente, após o tempo de 100 minutos de funcionamento, com a formação de uma certa camada de gelo no evaporador. Após este tempo a temperatura de descarga do compressor decresce rapidamente, continuando a cair até próximo da metade do tempo de operação, voltando a aumentar lentamente devido

ao aumento da temperatura de condensação em virtude do aumento da temperatura da água, se mantendo bem próxima da temperatura condensação até o final do processo.

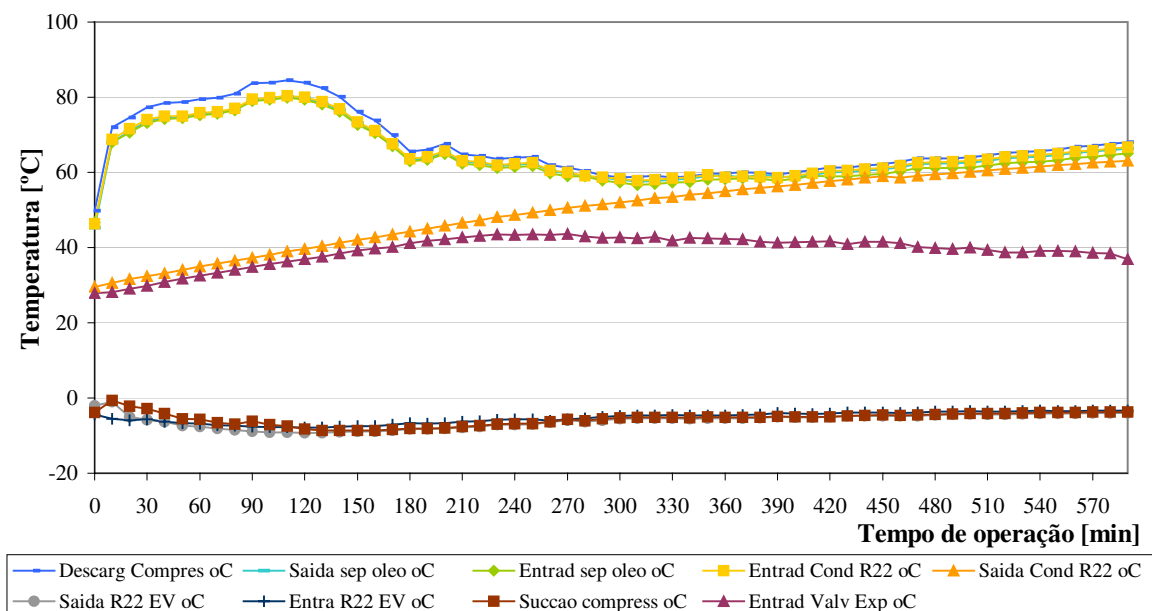


Figura 42. Comportamento das temperaturas do sistema frigorífico da bomba de calor “B1” durante o tempo de operação de 10 horas numa condição com superaquecimento total igual a zero.

Analisando a Figura 38 novamente, verifica-se que no tempo de 100 minutos de operação o diâmetro de gelo para os ensaios está em torno de 45 mm, uma espessura de gelo de aproximadamente 15 mm. Isto evidencia que acima desta espessura, a troca térmica no evaporador é prejudicada, devido ao aumento da resistência térmica imposta pelo gelo, daí o problema de retorno de líquido ter ocorrido após este período.

A Figura 44 mostra as curvas da temperatura da água do banco de gelo da bomba de calor “B1” em função do tempo para os ensaios nas condições nominais de operação e, a curva da temperatura da água do banco de gelo prevista pelo modelo. Verifica-se que o comportamento obtido nos ensaios é bastante semelhante ao previsto, mostrando uma boa adequação do modelo utilizado para dimensionamento do banco de gelo.



Figura 43. Congelamento do cárter do compressor da bomba de calor “B1” durante um ensaio com superaquecimento zero, evidenciando retorno de líquido.

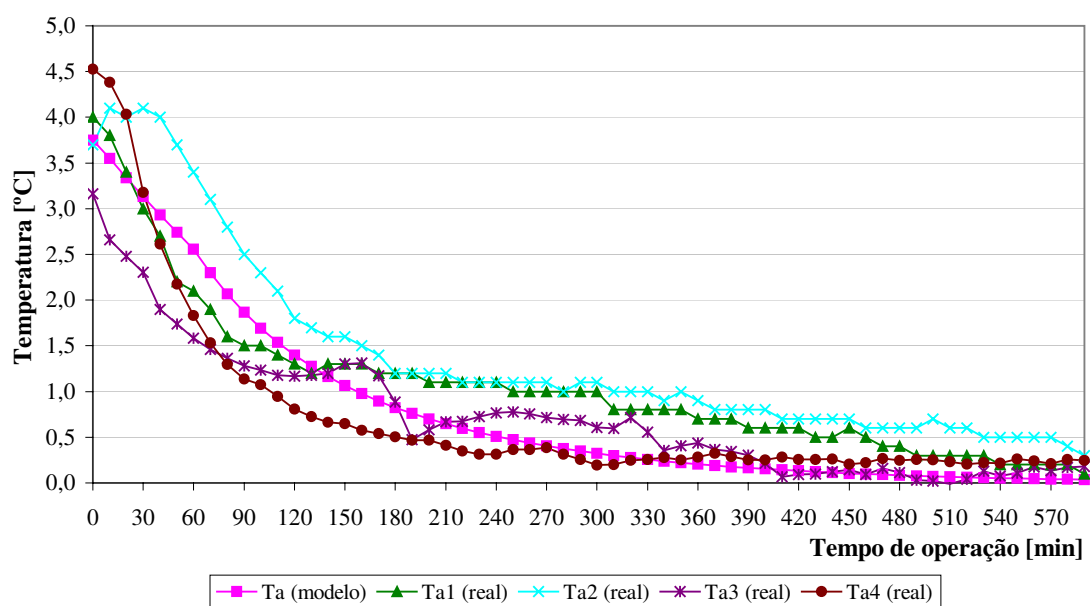


Figura 44. Curvas da temperatura da água do banco de gelo da bomba de calor “B1” em função do tempo, previsto pelo modelo e obtido nos ensaios nas condições nominais de operação.

Com base na equação utilizada no modelo para descrever a troca térmica entre a superfície do gelo e a água do tanque, analisando a Figura 44, verifica-se que após a metade do tempo de operação, como a temperatura da água tende a zero, a troca de calor sensível também tende a zero, ou seja, deste ponto em diante, a troca passa a ser, praticamente, na forma de calor latente, implicando somente na formação de gelo.

A Figura 45 mostra a curva da vazão mássica de refrigerante em função do tempo de operação. Observa-se que, como o processo é termo-acumulativo que, com o aumento da espessura de gelo implicando na redução da carga térmica, e assim, do calor retirado pelo refrigerante no evaporador, a válvula de expansão vai fechando o orifício de passagem para o evaporador, reduzindo a vazão de refrigerante, por isto o comportamento decrescente ao longo do processo.

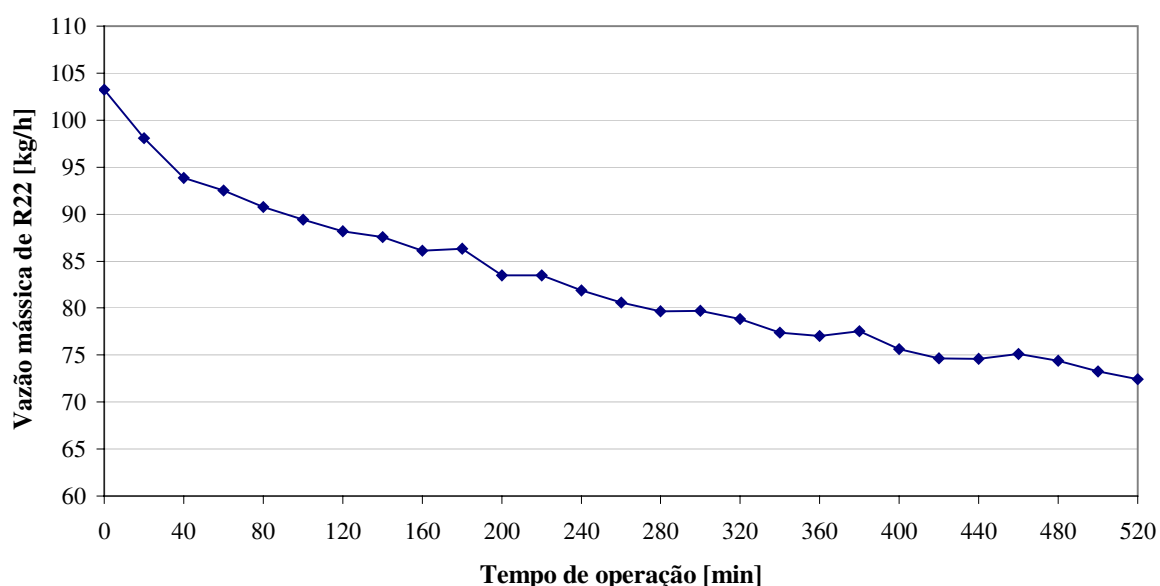


Figura 45. Curva da vazão mássica de refrigerante da bomba de calor “B1” em função do tempo de operação.

Com a queda de vazão, era esperado que a temperatura de evaporação também fosse caindo gradativamente devido ao estrangulamento pela válvula de expansão, acompanhando o comportamento da vazão mássica de refrigerante. No entanto, conforme foi observado na Figura 41, após um certo tempo de operação, a temperatura de evaporação se estabiliza, mantendo-se praticamente constante em torno de $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ até o final do processo. Este comportamento é devido ao acúmulo de gelo sobre a superfície do evaporador, causando o

aumento da resistência térmica, implicando na redução da troca de calor, aumentando assim a quantidade de refrigerante no estado líquido no interior do evaporador, fazendo que a temperatura na entrada da válvula de expansão se mantenha constante mesmo com a redução da passagem pelo orifício regulador de vazão.

Pode-se verificar na Figura 46 que mostra as curvas das temperaturas na entrada e saída do evaporador e, na sucção do compressor, que ao longo do tempo de operação ocorre a redução do superaquecimento útil, evidenciando o aumento de refrigerante no estado líquido no interior do evaporador.

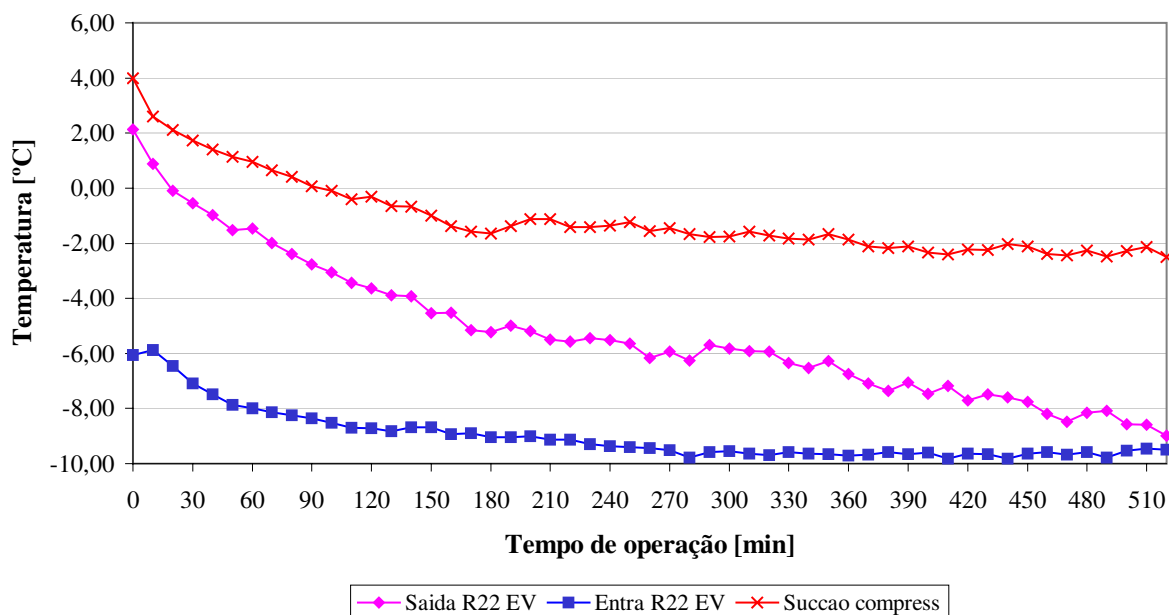


Figura 46. Curvas das temperaturas de entrada e saída do evaporador e, da sucção do compressor da bomba de calor “B1” em função do tempo de operação.

A Figura 47 mostra as curvas da temperatura da água do tanque quente em função do tempo de operação para os ensaios com acionamento a gás e elétrico sob as condições nominais. Observa-se que em todos os ensaios a temperatura final da água ultrapassou os 60 °C. A não ser para o ensaio “elétrico1” onde a temperatura inicial foi inferior a 25 °C, as curvas obtidas para os demais ensaios se mostraram bem semelhantes, sendo que os valores máximos atingidos se situaram entre 61,6 e 63,7 °C.

No modelo utilizado para o dimensionamento havia sido estimada uma temperatura final máxima de 50 °C. A diferença é explicada, pois não foram considerados os ganhos indesejáveis de calor nas linhas e no evaporador.

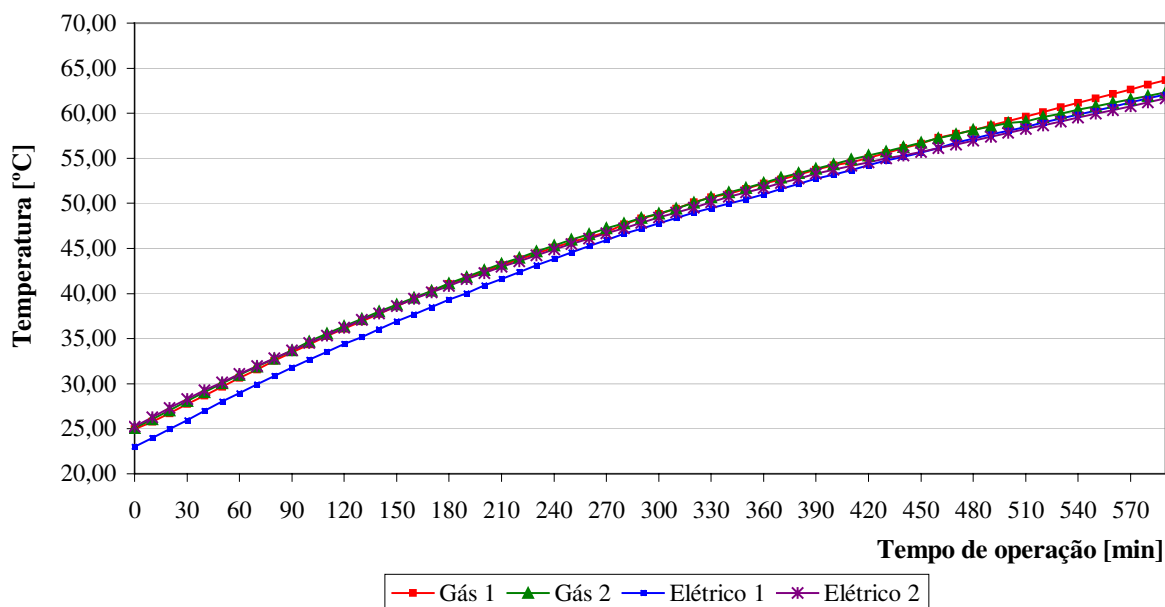


Figura 47. Curvas da temperatura da água do tanque quente para os ensaios a gás e elétrico da bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação.

A Figura 48 mostra as curvas de potência requerida pelo compressor e consumo de gás natural do motor a combustão da bomba de calor “B1” em função do tempo de operação nas condições nominais. Verifica-se que apesar da grande oscilação, a curva ajustada mostra haver um comportamento crescente do consumo de gás natural do motor a combustão da bomba de calor “B1” com o aumento da temperatura de condensação. No entanto comparado à curva de potência requerida pelo compressor, o acréscimo no consumo de gás é menos pronunciado quando comparado ao acréscimo de potência.

Nos ensaios realizados com acionamento elétrico o acréscimo de potência requerida pelo compressor (potência elétrica medida) entre o início e o final do processo foi da ordem de 15 a 18%. Enquanto que nos ensaios sob as mesmas condições, com motor a combustão alimentado com gás natural, o acréscimo de consumo foi da ordem 5 a 7%. O consumo médio de gás natural nos ensaios nominais com a bomba de calor “B1” foi de 1,145 m³/h.

A pouca variação no consumo de combustível em relação à grande variação de carga é típica de motores estacionários, onde para uma determinada faixa de carregamento o consumo tende a se manter mais ou menos estável. Já para o motor elétrico, as variações de carga do compressor são mais sentidas e se refletem rapidamente sobre a potência requerida e o consumo de energia. Isto mostra um ponto positivo do acionamento da bomba de calor com motor a combustão a gás, pelo fato de ser possível trabalhar com temperaturas de condensação maiores, ou seja, obtendo-se água quente a temperaturas maiores, sem implicar necessariamente, em uma grande elevação do consumo.

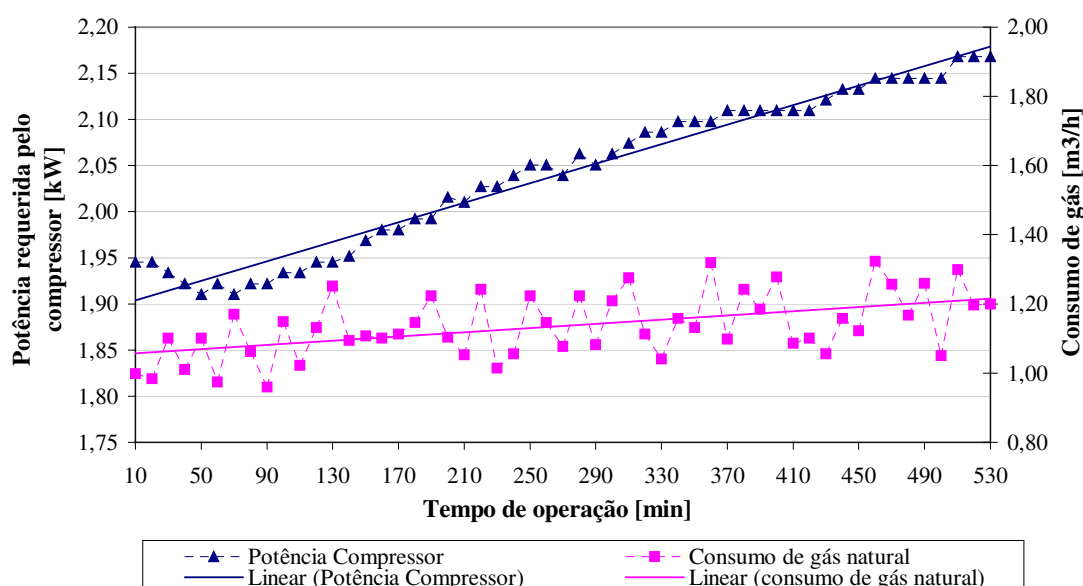


Figura 48. Curvas da potência requerida pelo compressor e do consumo de gás natural do motor a combustão da bomba de calor “B1” em função do tempo de operação nas condições nominais.

A Figura 49 mostra as curvas de temperatura da solução água-álcool em função do tempo de operação, para os ensaios realizados com a bomba de calor “B3” nas condições nominais. Na Figura 50 tem-se para os mesmos ensaios, as curvas de temperatura da água do tanque quente em função do tempo de operação.

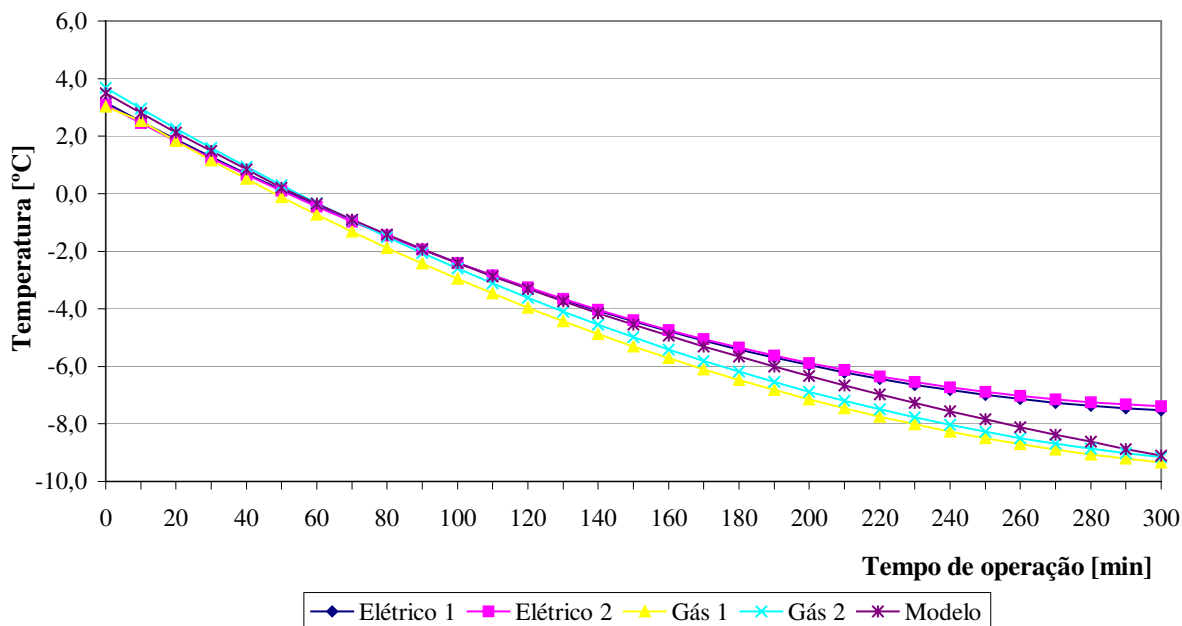


Figura 49. Curvas de temperatura da solução água-álcool em função do tempo de operação, para os ensaios com a bomba de calor “B3” nas condições nominais.

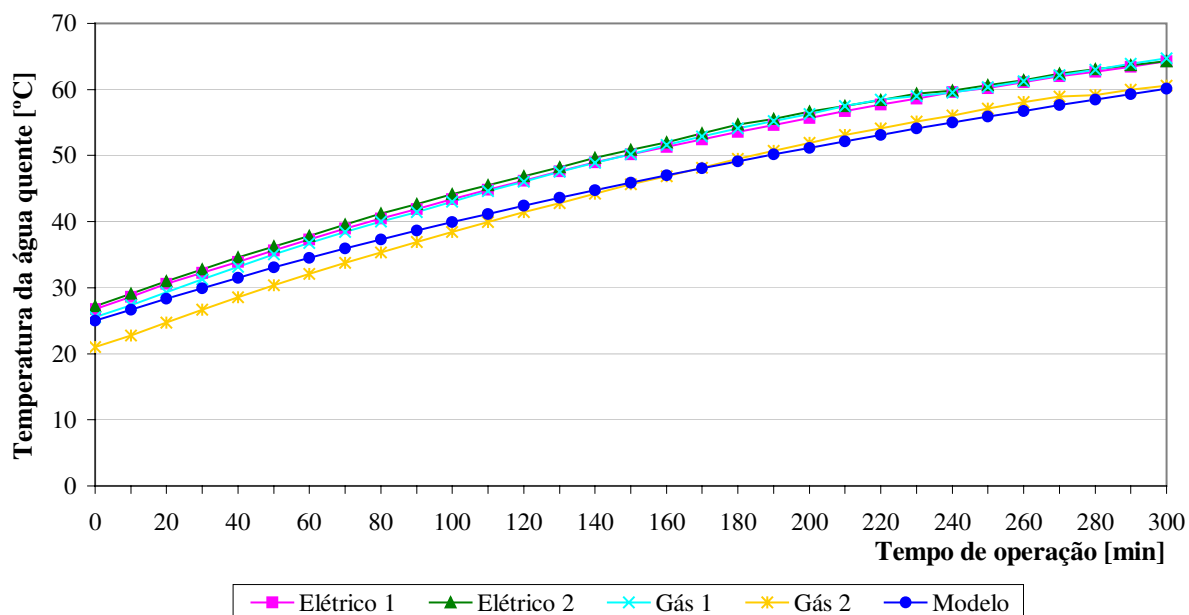


Figura 50. Curvas de temperatura da água do tanque quente em função do tempo de operação, para os ensaios com a bomba de calor “B3” nas condições nominais.

A temperatura final da solução água-álcool nos ensaios com acionamento elétrico ficou em torno de -7,4, enquanto, que nos ensaios com motor a combustão, o valor final da solução ficou em torno de -9,2 °C. Isto ocorreu devido a uma diferença de rotação entre o motor a combustão e o motor elétrico. O motor elétrico trabalhou com uma rotação menor.

O valor estimado no dimensionamento pelo modelo havia sido -9,1 °C. Assim, somente os ensaios com motor a combustão atingiram o valor previsto pelo modelo. No entanto, o valor final previsto pelo modelo não é tão relevante, pois o valor da temperatura final da solução correspondente à carga térmica a ser acumulada, considerando a utilização de um reservatório de 2000 litros seria de aproximadamente -5 °C.

O valor final de -9,1 °C para a temperatura da solução água-álcool, foi obtido através do modelo empregado introduzindo-se os dados de capacidade do compressor que já estava sendo utilizado pela bomba de calor “B1”. Ou seja, tanto para a bomba de calor “B3” como a bomba de calor “B2”, poderia ter sido utilizado um compressor de menor capacidade e também, trocadores de calor de menor capacidade, isto devido à melhor eficiência de troca no lado frio, pela utilização de trocadores a placas no lugar da serpentina de gelo. No entanto, para fins de comparação com o banco de gelo da bomba de calor “B1”, utilizou-se o mesmo modelo de compressor, o que implicou num superdimensionamento dos equipamentos.

Para um reservatório de solução água-álcool de 2000 litros, sendo o volume dimensionado para a capacidade nominal das bombas de calor “B2” e “B3” e que, devido a questões de custos e redução do tempo de realização dos experimentos foi reduzido para 1000 litros, a temperatura final de -9,1 corresponde aproximadamente, a uma carga térmica estocada de 107542 kJ. Sendo que a carga térmica necessária para resfriar o volume de leite correspondente a maior ordenha, conforme mostrado nos cálculos para dimensionamento, é de 74437 kJ, o que corresponderia aproximadamente, a uma temperatura final da solução de -5 °C.

Assim, com relação ao atendimento da carga térmica para resfriamento, sendo que para um volume de 1000 litros a temperatura correspondente foi atingida em 150 minutos de operação, para um volume de 2000 litros, a carga térmica a ser acumulada seria atingida num tempo de operação em torno de 300 minutos (5 horas), metade do tempo de operação da bomba de calor “B1”.

Com relação ao comportamento das curvas de temperatura da água quente para os ensaios com acionamento elétrico e a gás natural, conforme mostrado na Figura 50, verifica-se ter havido pouca variação, sendo que as curvas se mostraram bastante semelhantes. Somente para o ensaio “Gás 2” a curva se diferenciou das demais, pelo fato do ensaio ter sido iniciado com uma menor temperatura inicial da água. Justamente por isto, a curva para este ensaio se aproximou mais da curva do modelo no final do processo.

Com relação ao modelo utilizado para o dimensionamento, verificou-se que este foi melhor na predição da carga térmica para resfriamento do que para aquecimento, pois a temperatura máxima estimada para as condições nominais de operação, havia sido de 60 °C e, nos ensaios que começaram com as condições iniciais consideradas no modelo, os valores finais ficaram em torno de 64 °C.

A Figura 51 mostra as curvas de temperatura do lado de alta pressão do sistema frigorífico da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais. Na Figura 52 são mostradas as curvas de temperatura para o lado de baixa pressão do sistema frigorífico da bomba de calor “B3”.

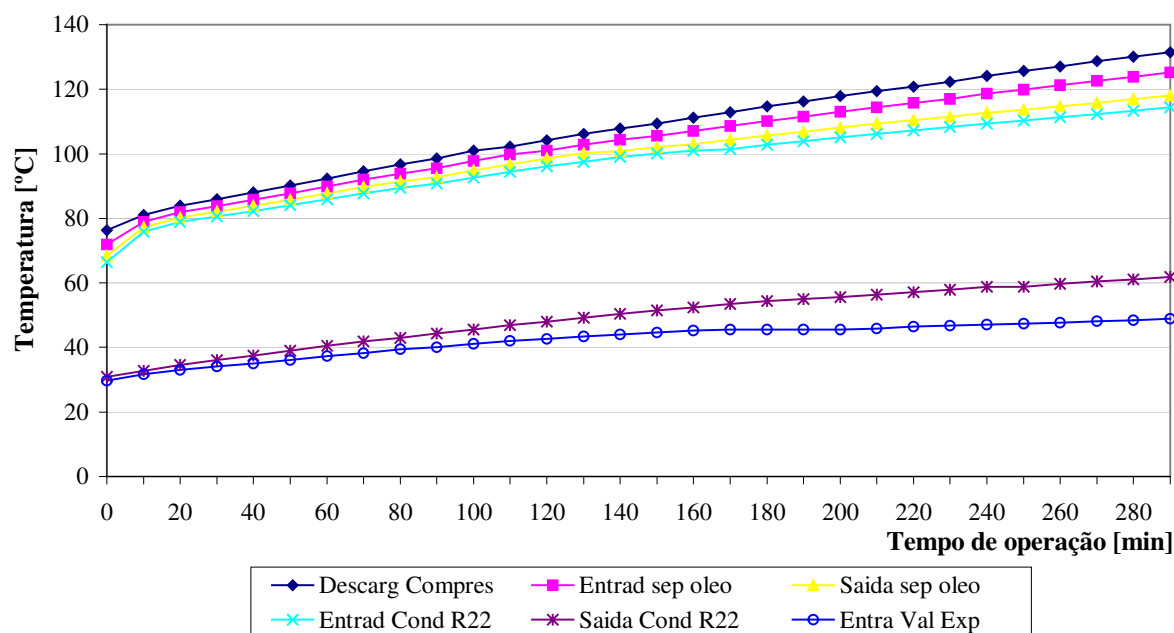


Figura 51. Curvas das temperaturas do lado de alta pressão do sistema frigorífico da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.

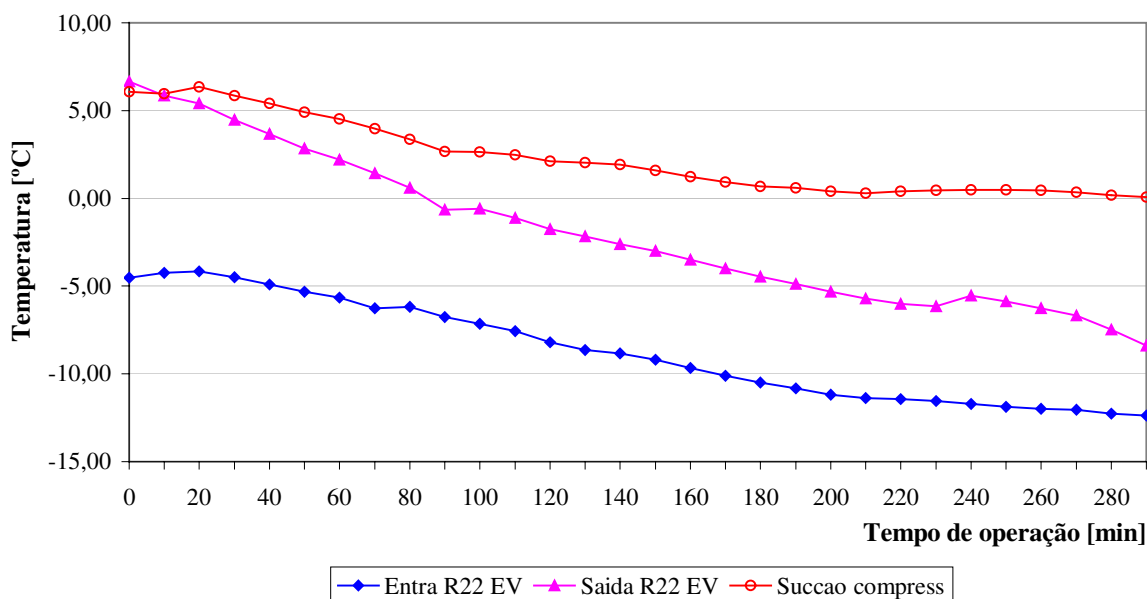


Figura 52. Curvas das temperaturas do lado de baixa pressão do sistema frigorífico da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.

Verifica-se que o comportamento das temperaturas do lado de alta pressão foi bem semelhante ao obtido para a bomba de calor “B1”, justamente por se utilizar o mesmo sistema de termo-acumulação de alta temperatura nos dois equipamentos, também por se estar utilizando o mesmo modelo de compressor e o mesmo tipo de condensador. No entanto, a temperatura final de descarga do compressor foi maior para a bomba de “B3”, em média cerca de 10 °C maior.

Isto pode ser justificado quando são analisadas as curvas de temperatura na entrada do evaporador e na sucção do compressor, mostradas na Figura 52, onde pode ser verificado que o superaquecimento total no final do processo fica em torno de 12 °C. Enquanto que para a bomba de calor “B1”, conforme mostrado na Figura 46, o superaquecimento ficou em torno de 7 °C.

O Comportamento da temperatura de evaporação é totalmente diferente do obtido para a bomba de calor “B1”, pois no caso da bomba de calor “B3”, como não há redução tão grande na troca de calor, por não haver acúmulo de gelo no evaporador, não se tem acúmulo de líquido no evaporador. Assim, a temperatura de evaporação da bomba de calor “B3” apresentou um comportamento decrescente ao longo de todo o processo de termo-acumulação,

chegando no final, próximo de $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, cerca de 3 a $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ abaixo da temperatura mínima obtida para a bomba de calor “B1”.

No entanto, há de ser considerado que a bomba de calor “B3” trabalhou além do tempo necessário, pois conforme foi mostrado na Figura 49, a temperatura correspondente à carga térmica necessária é obtida na metade do tempo de operação. Assim, considerando este tempo na Figura 52, verifica-se que a temperatura mínima atingida ficaria em torno de $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$, praticamente igual à temperatura mínima de evaporação da bomba de calor “B1”. No entanto, a bomba de calor “B3”, trabalharia na maior parte do tempo em temperaturas maiores do que esta, o que não ocorre com a bomba de calor “B1”, que trabalha a maior parte do tempo nesta faixa de temperatura.

A Figura 53 mostra a curva do comportamento médio da vazão de refrigerante R22 da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais. Assim como para a bomba de calor “B1”, o comportamento da vazão mássica de refrigerante em relação ao tempo de operação foi decrescente, também em função das reduções da capacidade frigorífica e da temperatura de evaporação.

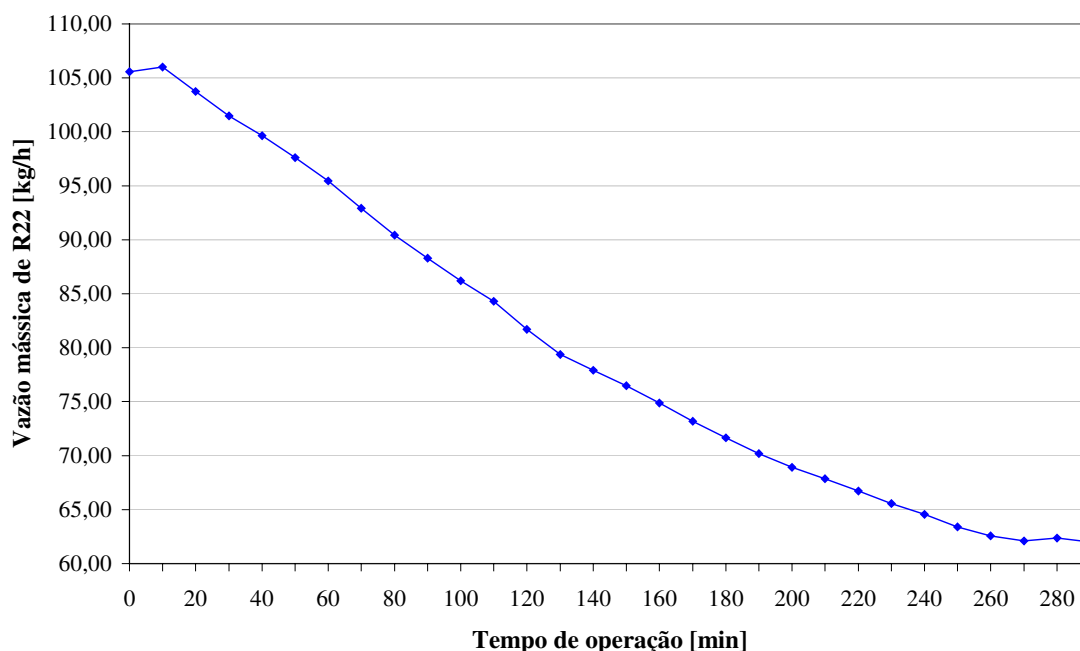


Figura 53. Curva de vazão mássica de refrigerante R22 da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.

Pelo fato do processo ser termo-acumulativo, com a redução da temperatura da solução tem-se a redução da taxa de troca de calor no evaporador, a válvula de expansão sente a redução do superaquecimento útil e atua reduzindo o orifício de passagem de refrigerante, diminuindo a vazão e aumentando a perda de carga, em consequência, tem-se também a redução da pressão de baixa e da temperatura de evaporação.

Devido às características do evaporador utilizado, a curva de vazão de refrigerante apresentou menos oscilações do que a curva obtida para a bomba de calor “B1”, apresentando-se mais linear. A menor vazão de refrigerante no final do processo, comparativamente à bomba de calor “B1”, foi devido à menor temperatura de evaporação. No entanto, analisando o tempo de operação de 150 minutos, correspondente a um tempo de 300 minutos para um reservatório de 2000 litros, observa-se que a vazão final atingida seria de aproximadamente 77 kg/h, um pouco maior do valor final obtido com a bomba de calor “B1”.

A Figura 54 mostra as curvas da potência requerida pelo compressor e do consumo de gás natural do motor a combustão da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.

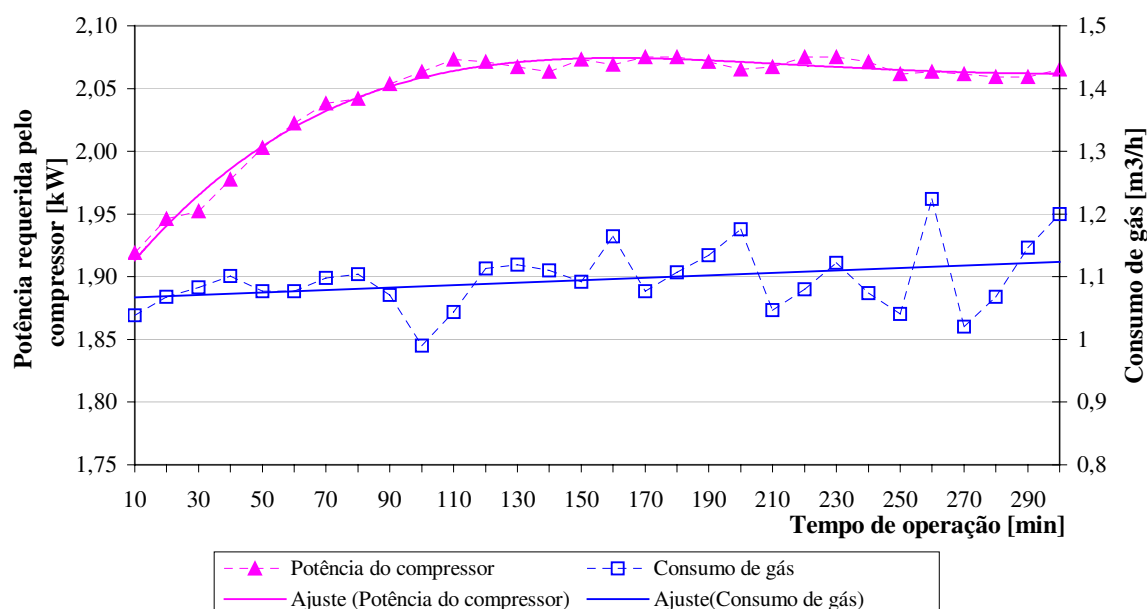


Figura 54. Curvas da potência requerida pelo compressor e do consumo de gás natural do motor a combustão da bomba de calor “B3” em função do tempo de operação nas condições nominais.

O comportamento da potência do compressor da bomba de calor “B3” difere bastante do apresentado para a bomba de calor “B1”. No caso da bomba de calor “B3”, a curva de potência requerida pelo compressor apresenta um comportamento crescente em função do aumento da temperatura de condensação até quase a metade do tempo de operação mas, interessantemente, após este tempo, a curva de potência requerida pelo compressor passa a ter um comportamento estável, com pequenas variações, se mantendo assim até o final do processo.

Isto ocorre devido a uma redução maior da temperatura de evaporação, após cerca metade do tempo de operação, implicando também, numa maior redução da vazão mássica de refrigerante, com isto, o trabalho de compressão tende a se manter constante, mesmo com o aumento da temperatura de condensação, pois a capacidade frigorífica também cai significativamente.

Com relação ao consumo de gás natural da bomba de calor “B3”, assim como para a bomba de calor “B1”, verifica-se que este apresentou pouca variação ao longo do processo, mostrando que o comportamento da potência requerida pelo compressor não exerceu influência muito significativa. Os valores de consumo apresentaram grande variação, no entanto, ajustando-se uma reta, mesmo com baixa correlação, verifica-se haver uma pequena inclinação, demonstrando um pequeno aumento do consumo, cerca de 5%. Com relação à variação da potência requerida pelo compressor, entre o início e final do processo, esta é de aproximadamente 10%. O consumo médio de gás natural obtido nos ensaios com a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação foi de 1,090 m³/h, cerca de 4,8% menor que o consumo médio obtido para os ensaios nominais com a bomba de calor “B1”.

Para a bomba de calor “B2”, em dois ensaios a campo com biogás, um de 3 horas de duração e outro, de 2 horas de duração, obteve-se valores médios de consumo entre 1,93 e 2,10 m³/h de biogás. A Figura 55 mostra a curva de consumo de biogás da bomba de calor “B2” em função da temperatura de condensação obtida no segundo ensaio.

A relação entre o consumo médio de biogás obtido a campo com a bomba de calor “B2” e o consumo médio de gás natural, obtido em laboratório com a bomba de calor “B3”, foi de 1,85. A diferença entre o consumo médio de gás natural e de biogás é causada pela diferença de poder calorífico, o poder calorífico do gás natural é maior devido à maior concentração de metano.

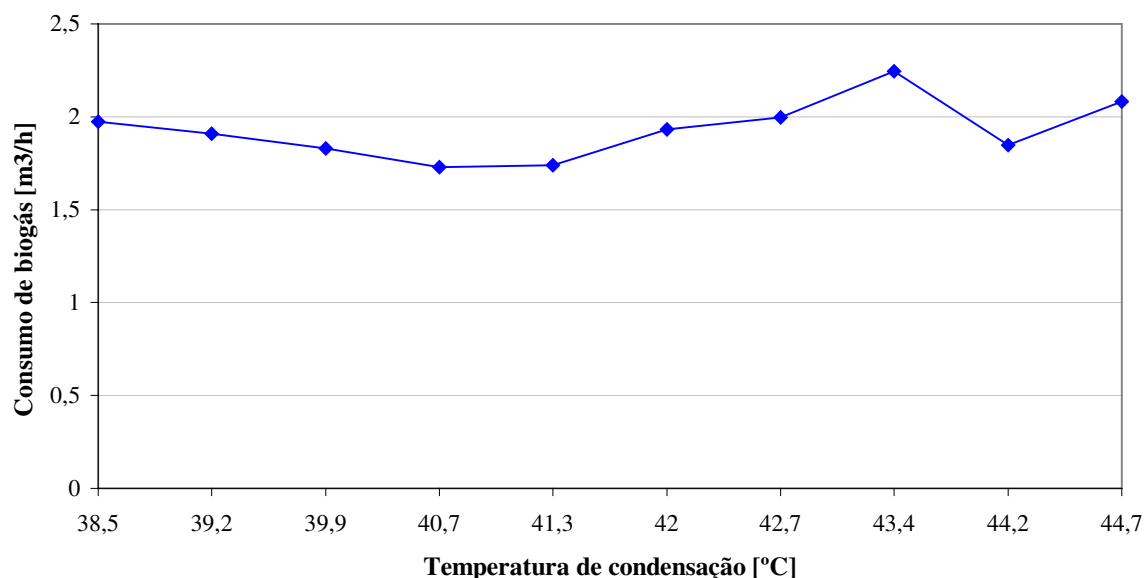


Figura 55. Consumo de biogás da bomba de calor “B2” em função da temperatura de condensação.

Tomando-se a relação entre o consumo de biogás e gás natural como a relação direta entre o poder calorífico dos dois gases, sendo o PCI do gás natural utilizado igual a 36454 kJ/m³, tem-se uma estimativa para o PCI médio do biogás utilizado nos testes como sendo de aproximadamente 19704 kJ/m³ (4706 kcal/m³), um pouco abaixo dos valores apresentados na bibliografia consultada. Assim, como a diferença no poder calorífico entre os dois gases é compensado pelo aumento do consumo, pode-se considerar que os dados de balanço energético e exergético obtidos com gás natural são aplicáveis à operação da bomba de calor com biogás.

5.2. Análises energética e exergética das bombas de calor “B1” e “B3” nas condições nominais de operação

A Figura 56 mostra as curvas de capacidade de aquecimento e resfriamento da bomba de calor “B1” em função da diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação. As

curvas de capacidade apresentaram um comportamento decrescente em relação ao aumento da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.

Este comportamento era esperado devido ao processo ser termo-acumulativo, assim, com a redução do calor retirado no evaporador em virtude do aumento da camada de gelo tem-se a redução da vazão mássica de fluido refrigerante pela redução do orifício de passagem pela válvula de expansão e, em consequência, a redução da capacidade de resfriamento da bomba de calor. Como o calor retirado no evaporador é a maior parcela do calor rejeitado no condensador, tem-se também, a redução na capacidade de aquecimento. Outro fator que afeta significativamente a capacidade da bomba de calor é o aumento da temperatura de condensação em função do aumento da temperatura da água do tanque quente.

Para a bomba de calor “B3”, conforme é mostrado na Figura 57, devido à semelhança de operação, tem-se o mesmo comportamento apresentado pela bomba de calor “B1”, as capacidades de resfriamento e aquecimento decrescem com o aumento da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.

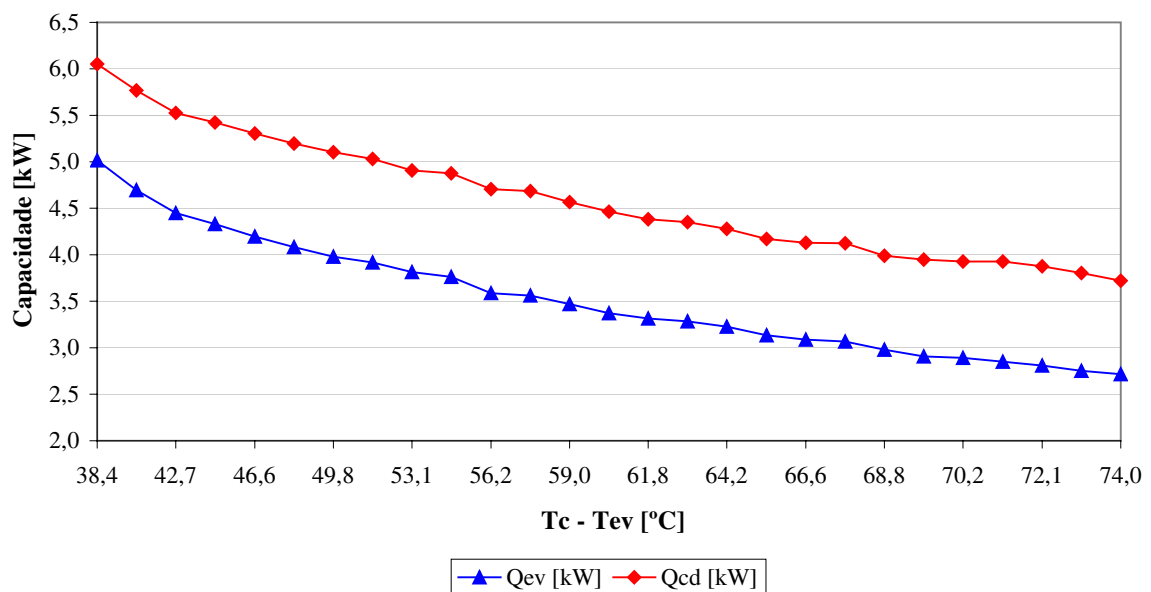


Figura 56. Curvas de capacidade de resfriamento e aquecimento do ciclo da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação nas condições nominais de operação.

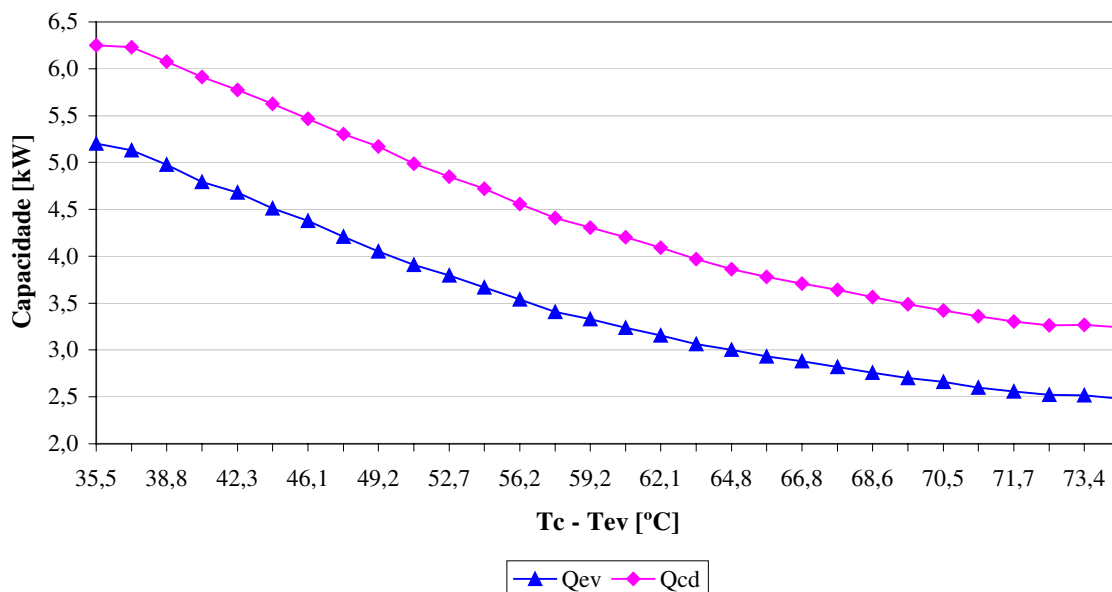


Figura 57. Curvas de capacidade de resfriamento e aquecimento do ciclo da bomba de calor “B3” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação nas condições nominais de operação.

Comparado aos valores de capacidade obtidos para a bomba de calor “B1”, a bomba de calor “B3” apresentou valores ligeiramente maiores no início do processo, cerca de 3,7% para resfriamento e 2,4% para aquecimento, devido à menor diferença entre a temperatura de condensação e evaporação. No entanto, no final do processo os valores de capacidade foram inferiores, devido à condição de operação, com temperatura de evaporação menor e maior temperatura de condensação.

Considerando o fato que a bomba de calor “B3” não necessita trabalhar o tempo total do ensaio nominal para atendimento da carga térmica de resfriamento, e sim, cerca de 150 minutos (300 minutos para o reservatório de solução água-álcool de 2000 litros), tomando a condição da temperatura de evaporação no tempo de operação de 150 minutos, em torno de -9°C , considerando que a temperatura final de condensação seria a mesma obtida no tempo total dos ensaios nominais, em torno de 63°C , pois seria mantida a mesma temperatura final para a água quente, resultaria em uma diferença entre a temperatura de condensação e evaporação de 72°C , que no gráfico da Figura 57 corresponderia a uma capacidade praticamente igual a da bomba de calor “B1”.

Observa-se nas Figuras 56 e 57, que no início do processo, os valores de capacidade para as bombas de calor “B1” e “B3” são bem semelhantes para os mesmos valores de diferença entre a temperatura de condensação e evaporação. Isto, pelo fato das duas bombas de calor utilizarem o mesmo modelo de compressor com a mesma capacidade. No entanto, no final do processo, os valores de capacidade em relação à diferença entre a temperatura de condensação e evaporação são um pouco menores para a bomba de calor “B3”, devido neste caso, à influência da maior redução na vazão de refrigerante. Mesmo assim, as duas bombas de calor apresentaram valores de capacidades bem semelhantes para o ciclo.

A Figura 58 mostra a curvas de COP para resfriamento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B1”, para a condição real onde é considerada a potência elétrica medida para acionamento do compressor, para a condição considerando o trabalho do compressor isoentrópico e, para Carnot, calculado com base nos valores de temperatura de condensação e evaporação. As Figuras 59 e 60 mostram, respectivamente, as curvas de COP para aquecimento e COP global ($COP_{Presfri} + COP_{Aqueci}$) da bomba de calor “B1”.

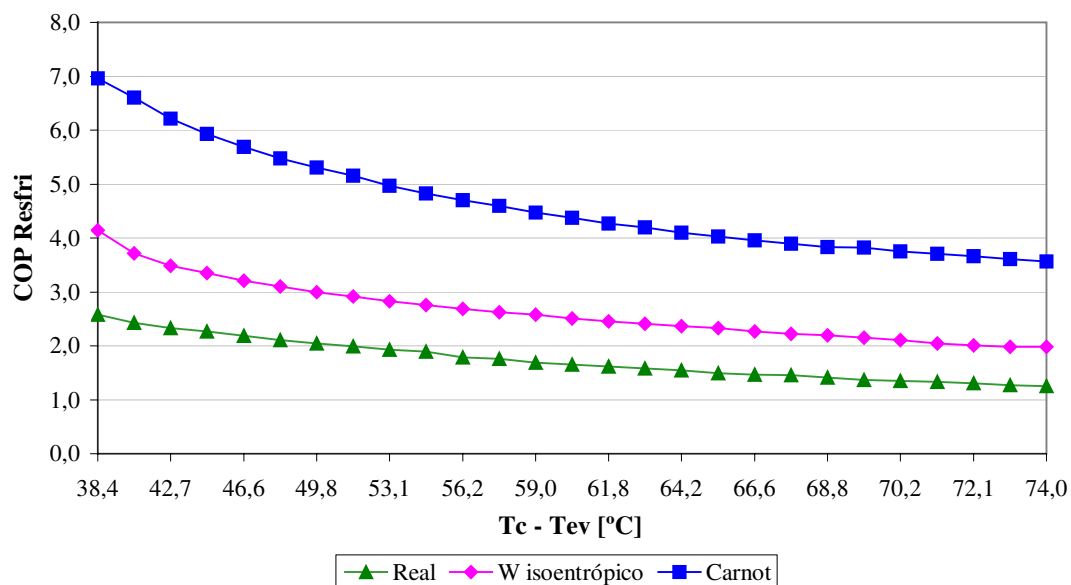


Figura 58. Curvas do COP para resfriamento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.

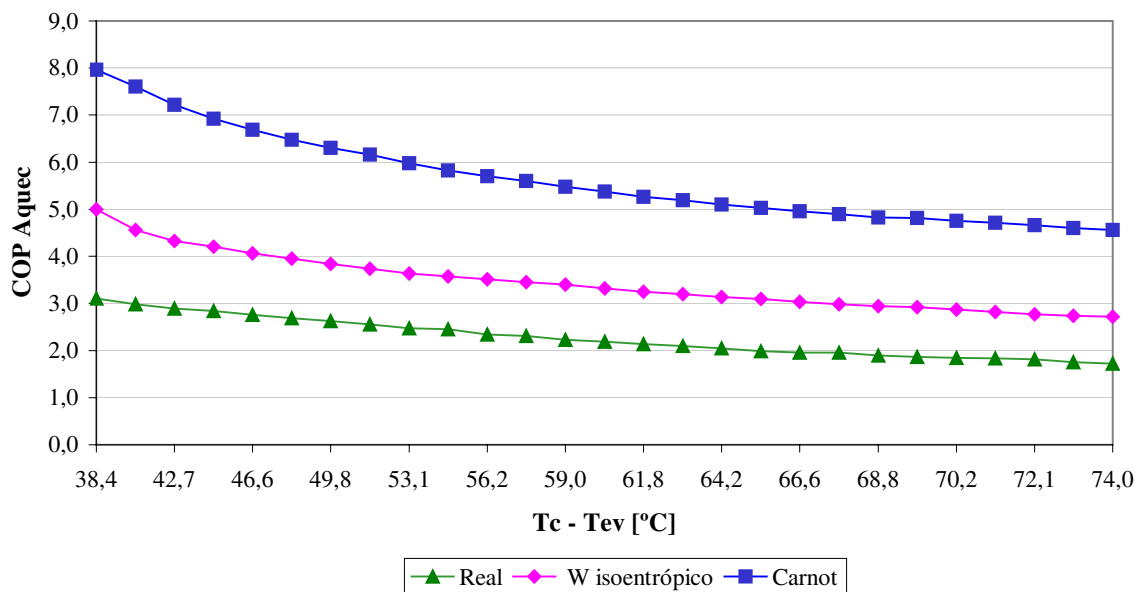


Figura 59. Curvas do COP para aquecimento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.

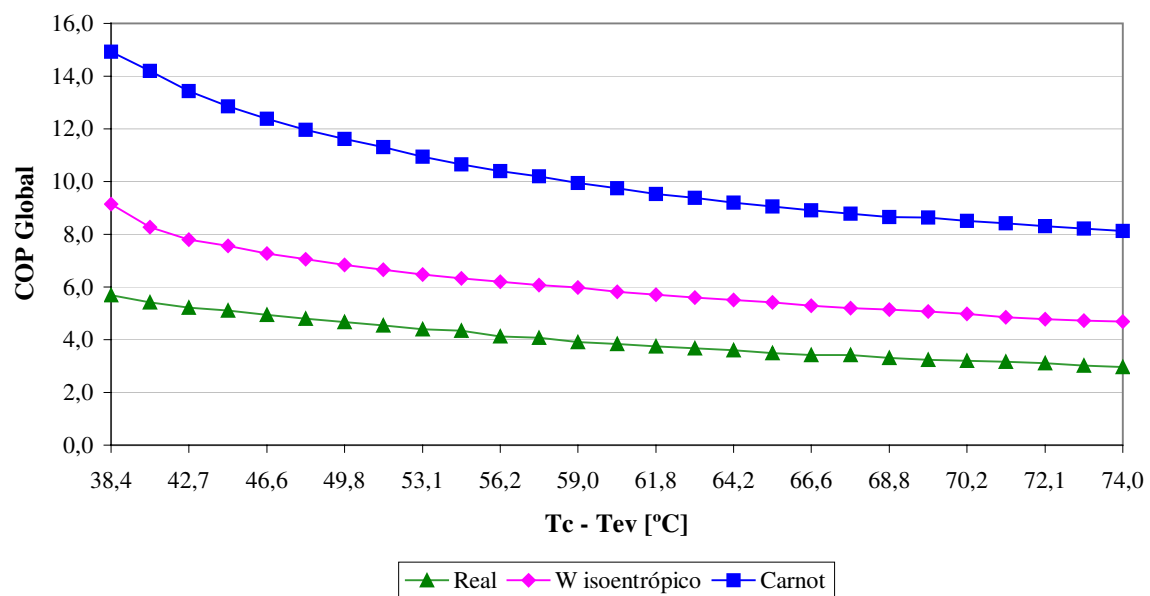


Figura 60. Curvas do COP global do conjunto motor compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.

Seguindo o comportamento das curvas de capacidade de aquecimento e resfriamento da bomba de calor “B1”, as curvas de COP apresentaram um comportamento decrescente, devido também, ao aumento da potência requerida pelo compressor que está ligada diretamente ao aumento da diferença entre a temperatura de condensação e de evaporação.

O COP real do conjunto motor compressor para o ciclo, oscilou durante o tempo de operação nas condições nominais, entre 2,58 e 1,25 para resfriamento, entre 3,11 e 1,72 para aquecimento e, o global, a soma dos dois, entre 5,69 e 2,97. O COP nominal do compressor utilizado, com base nos dados fornecidos pelo catálogo técnico do fabricante para uma condição de temperatura de condensação entre 30 e 50 °C e de evaporação entre -5 e -10 °C, foi estimado entre 1,37 e 2,67 para resfriamento. Assim, levando-se em consideração os limites de temperatura de condensação e evaporação em que a bomba de calor “B1” operou, os valores reais obtidos do COP para resfriamento, foram satisfatórios.

Observa-se no entanto, que o valor do COP para aquecimento foi relativamente baixo quando comparado ao COP para resfriamento. A diferença entre os coeficientes de desempenho para o início e o final do processo de termo-acumulação ficou entre 0,53 e 0,47. Dados levantados na bibliografia para bombas de calor utilizando compressores herméticos, conforme apresentado por BILGEN e TAKAHASHI (2002), mostram valores em torno de 0,7 para a diferença entre COP para aquecimento e resfriamento.

O melhor valor de COP para aquecimento obtido com compressor hermético é devido ao fato do fluido refrigerante, antes de ser comprimido, resfriar o motor elétrico e o compressor, que ficam alojados no interior da carcaça, aproveitando melhor o calor gerado. No caso do compressor aberto tem-se uma parcela maior de calor rejeitado para o ambiente, pois neste caso, o fluido refrigerante não tem como resfriar o bloco do compressor ou mesmo o motor elétrico que é externo, por isso, a diferença entre o COP para aquecimento e resfriamento é menor quando comparado ao compressor hermético. No entanto, não haveria como fazer a conexão com o motor a combustão se fosse utilizado um compressor hermético.

As Figuras 61, 62 e 63 mostram, respectivamente, as curvas de COP para resfriamento, aquecimento e global, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B3”, para a condição real, compressor isoentrópico e Carnot.

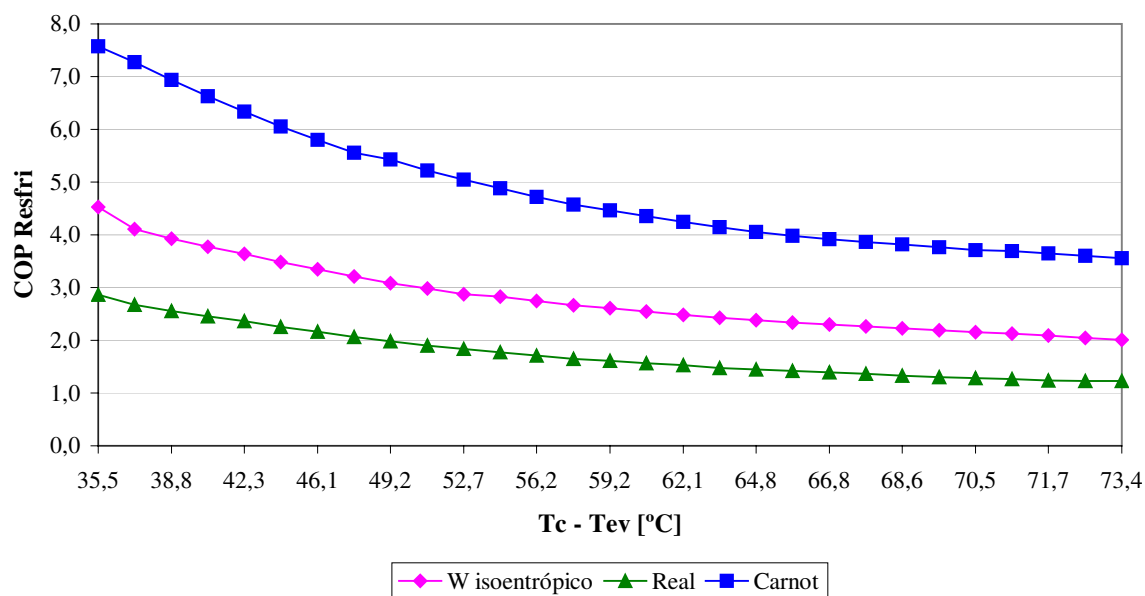


Figura 61. Curvas do COP para resfriamento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B3” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.

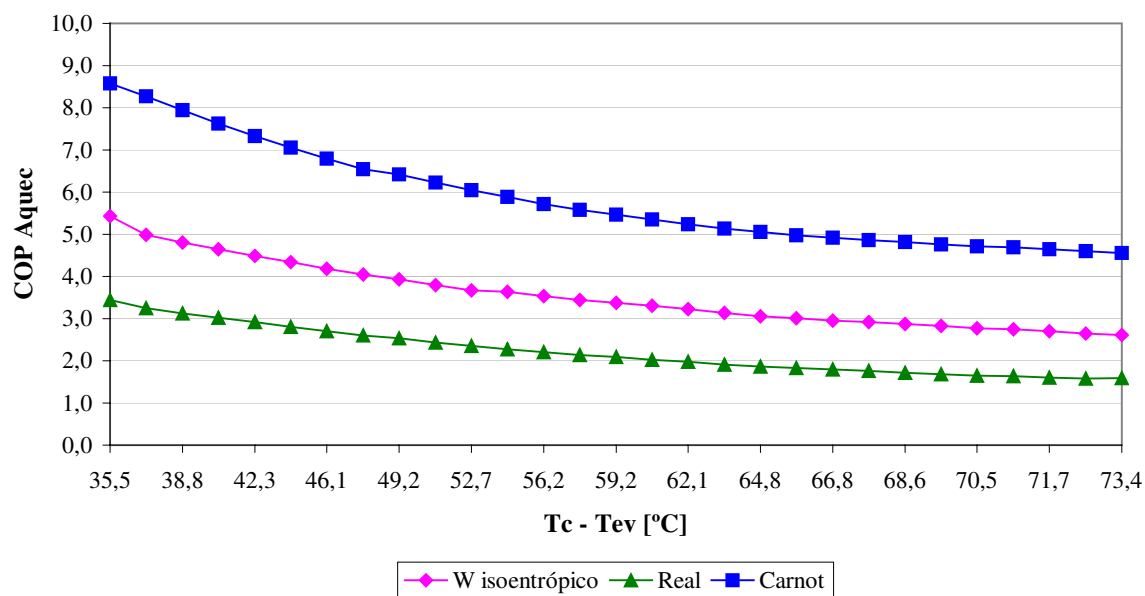


Figura 62. Curvas do COP para aquecimento, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B3” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.

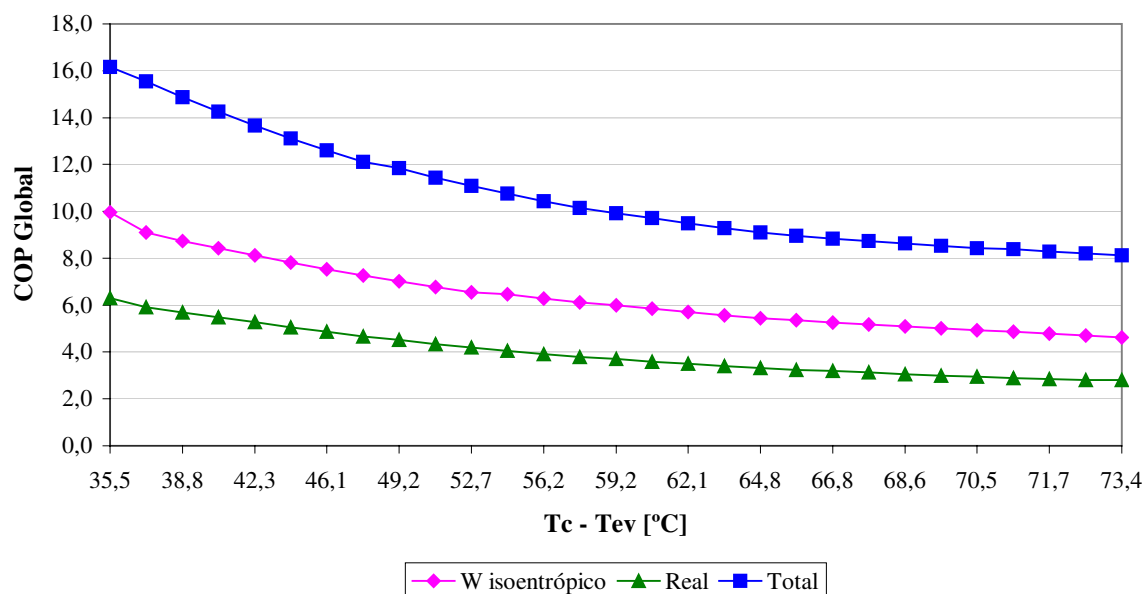


Figura 63. Curvas do COP global, do conjunto motor compressor da bomba de calor “B3” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação.

Tendo em vista o aumento do trabalho de compressão e, seguindo o comportamento decrescente das curvas de capacidade, assim como para a bomba de calor “B1”, tendo em vista a similaridade do ciclo, as curvas de COP da bomba de calor “B3” também apresentaram um comportamento decrescente em relação ao aumento da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação. Para o tempo de operação nas condições nominais, os valores de COP para resfriamento oscilaram entre 2,86 e 1,22, entre 3,34 e 1,57 para aquecimento e, o global, entre 6,20 e 2,78.

Para a bomba de calor “B3”, a redução do COP apresentou-se mais acentuada no início do processo. Conforme mostra a Figura 64, a redução média no COP até uma diferença de aproximadamente 60 °C entre a temperatura de condensação e evaporação (metade do processo) ficou em torno de 43%. De 60 °C até a diferença final de 73,4 °C a redução média do COP ficou em torno de 12,9%. No entanto, ao valor do COP diminui significativamente quando a diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação ultrapassa os 60 °C, o que equivale a uma temperatura de condensação de 50 °C e uma temperatura de evaporação de -9 °C.

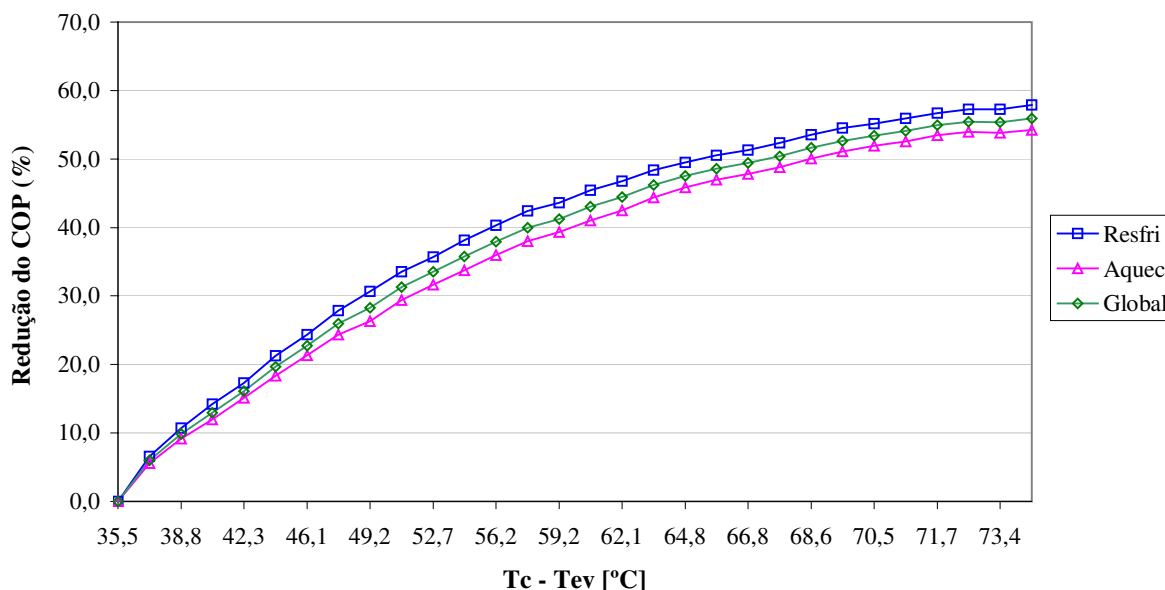


Figura 64. Redução do COP da bomba de calor “B3” em relação a condição inicial em função do aumento da diferença entre a temperatura de condensação e de evaporação.

No caso da bomba de calor “B3”, a maior redução do COP até a metade do processo é atribuída ao comportamento da potência requerida pelo compressor, conforme foi mostrado na Figura 54, com um aumento gradativo no início e depois, um comportamento estável até o final do processo.

Para a bomba de calor “B1”, conforme mostra a Figura 65, tem-se um comportamento mais linear da redução do COP em função do aumento da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, ou seja, a taxa de redução é mais ou menos constante. Isto é devido ao comportamento mais linear apresentado pela potência requerida pelo compressor.

Verifica-se que para a diferença de aproximadamente 74 °C entre a temperatura de condensação e evaporação, a redução média do COP para a bomba de calor “B1” é de aproximadamente 48%, enquanto que, para a bomba de calor “B3” esta redução é de 55%. Esta diferença é devido ao fato da bomba de calor “B3” trabalhar com uma temperatura de evaporação menor no final do processo, implicando numa maior redução da capacidade.

Assim como para a bomba de calor “B3”, verifica-se para a bomba de calor “B1”, em haver também, uma grande redução do COP acima da diferença de 60 °C entre a temperatura de condensação e evaporação. Para as duas bombas de calor o COP para resfriamento é o mais prejudicado pelo aumento da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.

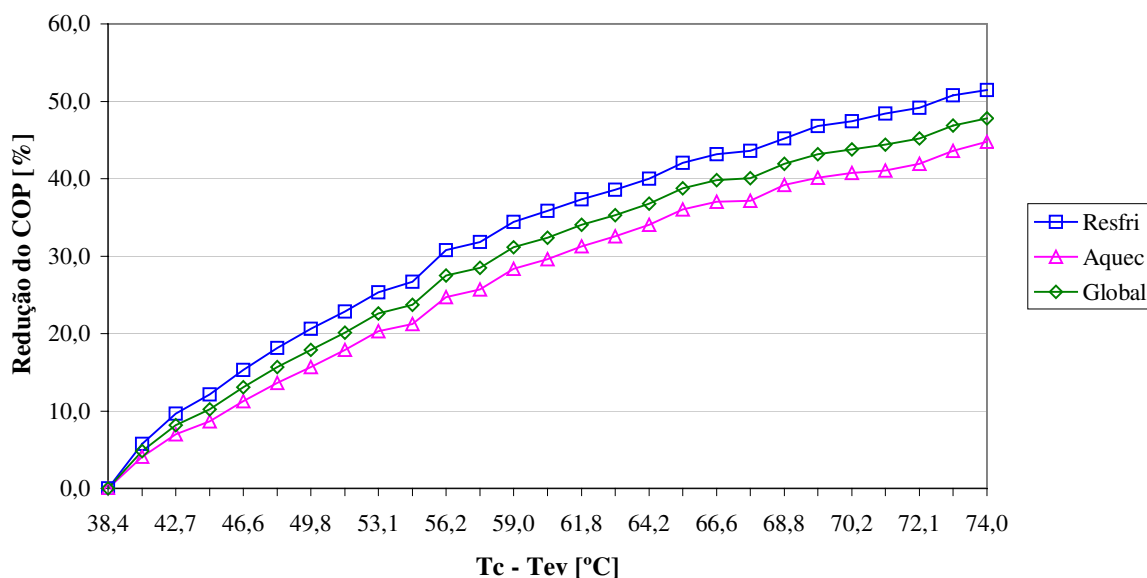


Figura 65. Redução do COP da bomba de calor “B1” em relação a condição inicial em função do aumento da diferença entre a temperatura de condensação e de evaporação.

Analisando as Figuras 66 e 67 que mostram a variação do ciclo termodinâmico padrão no gráfico $P \times h$, respectivamente para as bombas de calor “B1” e “B3”, fica mais claro visualizar a influência da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação sobre o coeficiente de desempenho das bombas de calor.

Verifica-se que a temperatura de condensação exerce mais influência que a temperatura de evaporação sobre a redução da capacidade e do COP das bombas de calor, principalmente no caso da bomba de calor “B1”, por trabalhar com uma temperatura de evaporação mais estável.

A Figura 68 mostra as curvas de COP das fontes para o conjunto motor-compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação, nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural. A Figura 69 mostra as curvas de COP das fontes para o conjunto motor-compressor da bomba de calor “B3”, também para o acionamento com gás natural, nas condições nominais de operação.

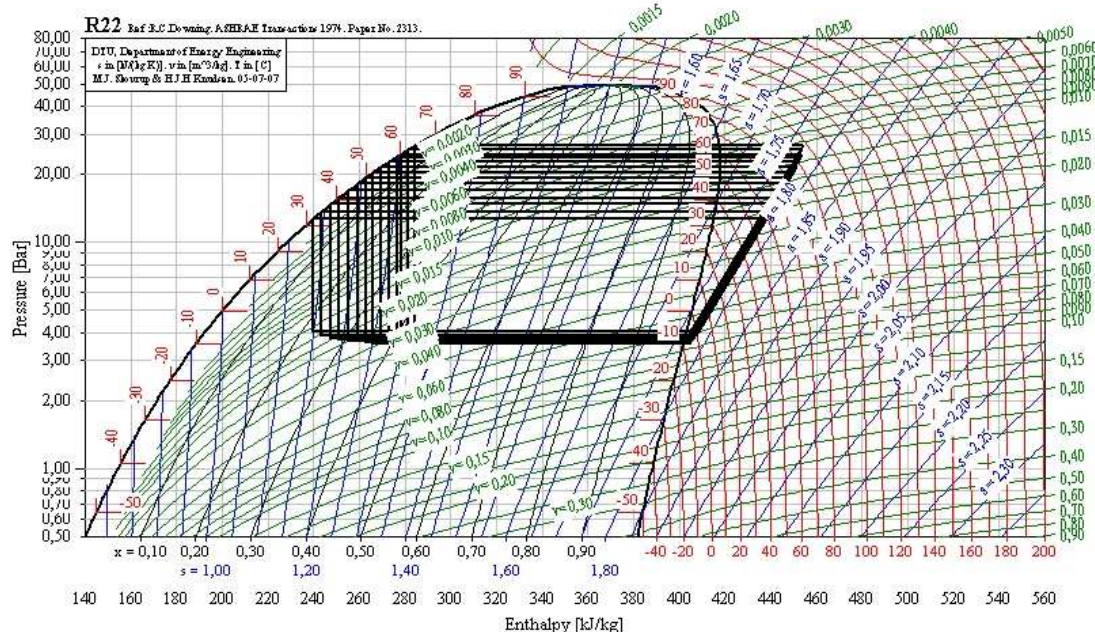


Figura 66. Comportamento do ciclo termodinâmico padrão da bomba de calor “B1” ao longo do tempo de operação em função da variação das temperaturas de evaporação e condensação.

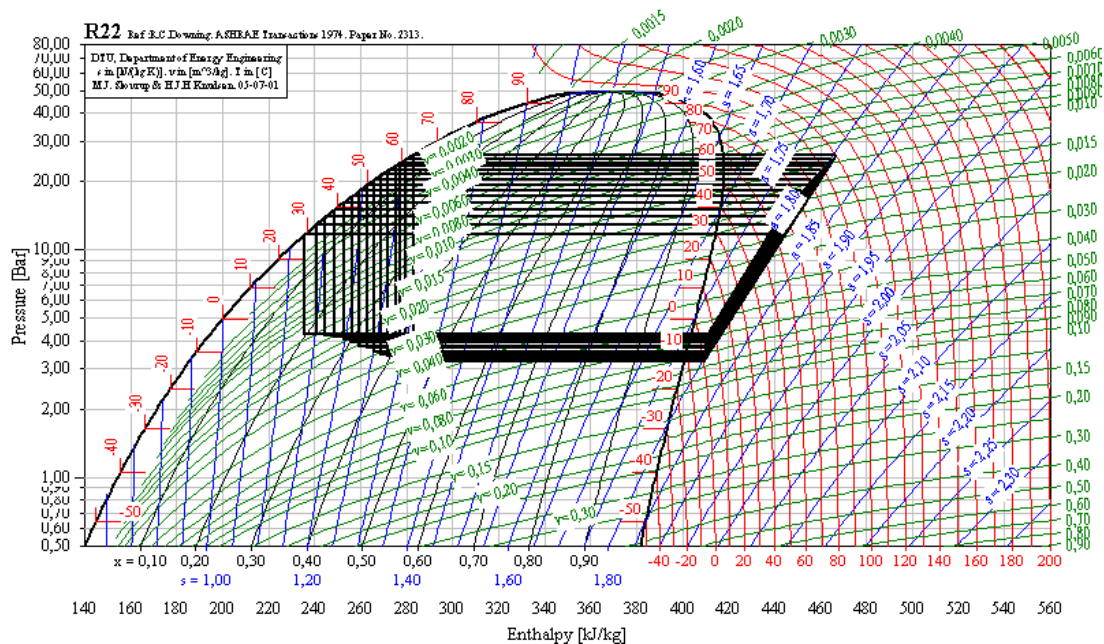


Figura 67. Comportamento do ciclo termodinâmico padrão da bomba de calor “B3” ao longo do tempo de operação em função da variação das temperaturas de evaporação e condensação.

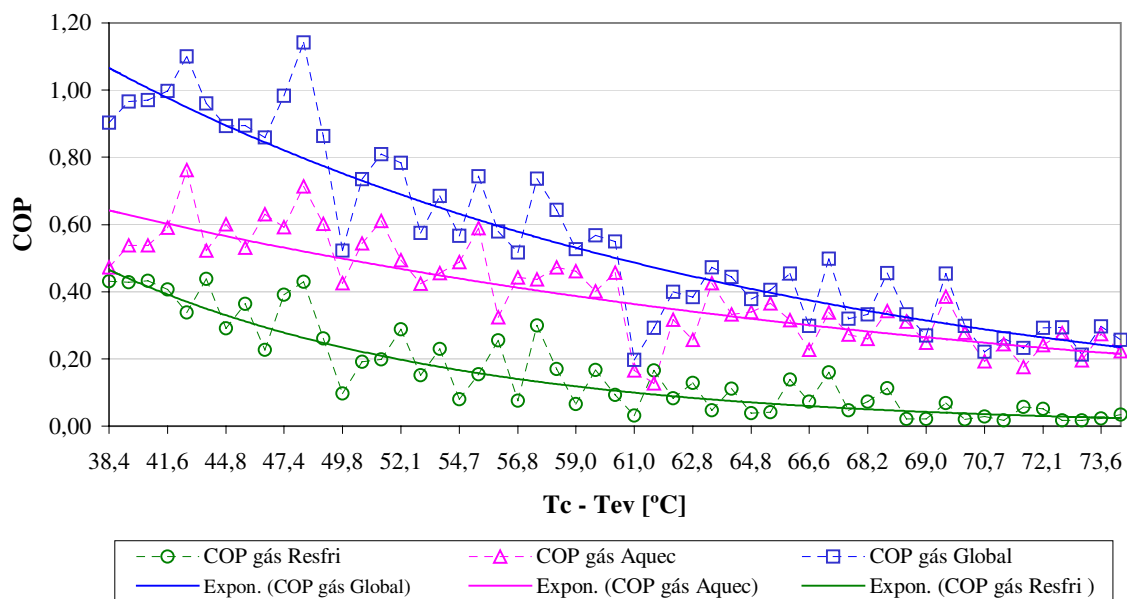


Figura 68. Curvas de COP a gás das fontes para o conjunto motor-compressor da bomba de calor “B1” em função da diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação nas condições nominais de operação.

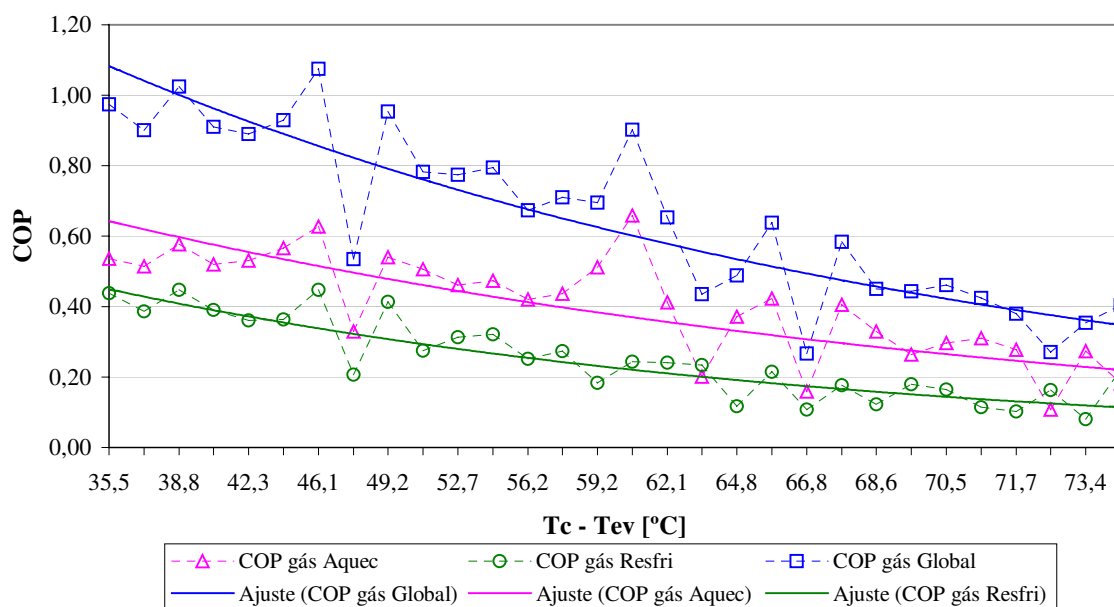


Figura 69. Curvas de COP a gás das fontes para o conjunto motor-compressor da bomba de calor “B3” em função da diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação nas condições nominais de operação.

Os valores dos coeficientes de desempenho com acionamento a gás natural, comparativamente aos valores obtidos com acionamento elétrico, são extremamente baixos. Isto se deve exclusivamente a baixa eficiência energética do motor a combustão, convertendo a maior parte da energia do combustível em calor que é dissipado pela carcaça do motor e pelos gases de exaustão da combustão.

No início do processo, verifica-se existir uma grande semelhança entre as curvas de COP a gás para as duas bombas de calor. No entanto, no final, o declínio da curva de COP para resfriamento é maior para a bomba de calor “B1”, afetando com isto, a curva de COP global. Este comportamento é causado pelo banco de gelo. No início do processo quando ainda não há gelo formado sobre a serpentina, a capacidade do evaporador é grande, e a quantidade de calor retirado também. Com o decorrer do processo, ocorre o aumento da camada de gelo, reduzindo a troca de calor devido a resistência térmica imposta pelo gelo, com isto, diminuindo a formação de gelo e, em consequência, o COP da fonte.

Já o COP para aquecimento não cai na mesma magnitude, verifica-se que o valor final da curva para a bomba de calor “B1” é bastante semelhante ao obtido para a bomba de calor “B3”. Pois, a redução da troca térmica no tanque (com o gelo), aumenta o ganho de calor do ambiente e no processo de compressão, garantindo uma certa taxa de rejeição de calor no condensador, mesmo com uma menor taxa de calor retirado do tanque de gelo.

As Figuras 70 e 71 mostram, respectivamente, para as bombas de calor “B1” e “B3”, as curvas de consumo de gás natural por unidade de potência térmica do ciclo frigorífico, para resfriamento e aquecimento, em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação. Verifica-se que o comportamento apresentado pelas curvas, tanto para a bomba de calor “B1” como para a bomba de calor “B3” é crescente, devido à diminuição da capacidade frigorífica e calorífica em função do aumento da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.

Para a bomba de calor “B3”, o valor médio do consumo de gás natural por unidade de potência térmica, foi de $0,331 \text{ m}^3/\text{h.kW}$ para resfriamento e, de $0,258 \text{ m}^3/\text{h.kW}$ para aquecimento. Para a bomba de calor “B1”, os valores médios foram bem semelhantes aos obtidos para a bomba de calor “B3”, sendo de $0,332 \text{ m}^3/\text{h.kW}$ para resfriamento e $0,251 \text{ m}^3/\text{h.kW}$ para aquecimento. O consumo por unidade de potência térmica total, foi de $0,143 \text{ m}^3/\text{h.kW}$ para a bomba de calor “B1” e, de $0,145 \text{ m}^3/\text{h.kW}$ para a bomba de calor “B3”.

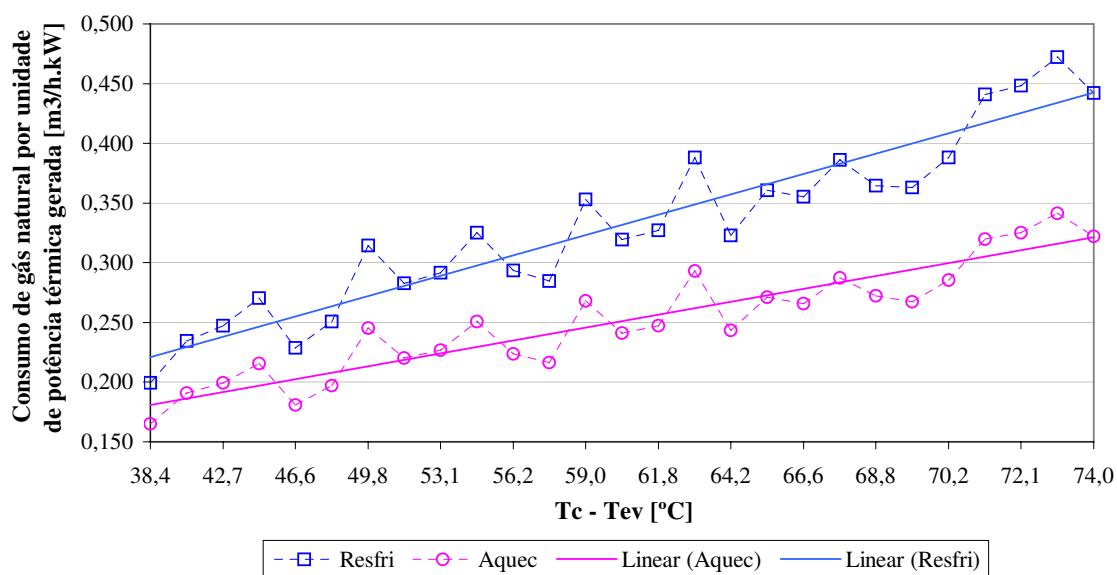


Figura 70. Consumo de gás natural por kW de potência térmica gerada pela bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação, em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.

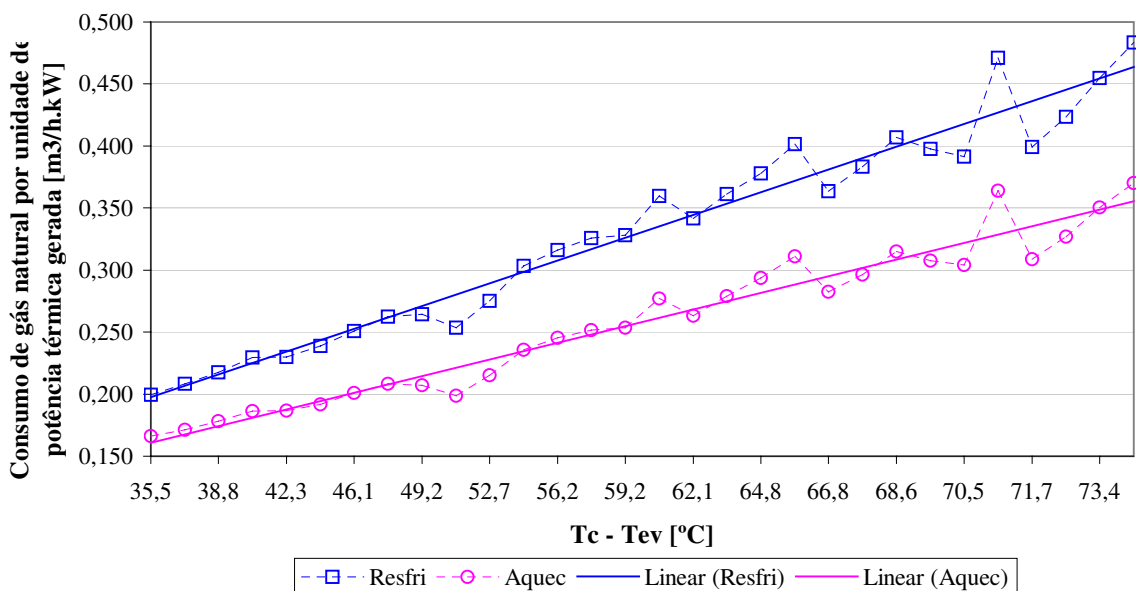


Figura 71. Consumo de gás natural por kW de potência térmica gerada pela bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação, em função da diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.

Considerando a relação de 1,85 entre o consumo de gás natural e biogás, resultaria para as bombas de calor, em um consumo médio de biogás por unidade de potência térmica, de 0,613 m³/h.kW para resfriamento e, de 0,471 m³/h.kW para aquecimento. Para a potência térmica total, o consumo unitário seria de 0,266 m³/h.kW .

A seguir, são mostrados os dados instantâneos derivados da análise energética e exergética para as bombas de calor “B1” e “B3”. Tendo em vista o fato de se estar trabalhando com termo-acumulação, portanto, em regime transiente, as análises foram aplicadas a 3 etapas do processo: no início, na metade e no final do tempo de funcionamento nas condições nominais de operação. Para os dados iniciais e finais, para evitar efeitos de borda, selecionou-se os dados coletados para o tempo de 30 minutos após a partida e 10 minutos antes da parada.

As Tabelas 26 e 27 mostram, respectivamente, para as bombas de calor “B1” e “B3”, os valores médios do coeficiente de desempenho instantâneo do conjunto motor-compressor (COP bruto) ao longo do tempo de operação, para acionamento elétrico.

Tabela 26. Valores do COP instantâneo do conjunto motor-compressor para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação com acionamento elétrico.

Tempo de operação (min)	COPresfri	COPaquec	COPglobal
30	2,38	3,02	5,40
300	1,68	2,25	3,93
590	1,35	1,84	3,19
Média	1,80	2,37	4,17

Tabela 27. Valores do COP instantâneo do conjunto motor-compressor para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação com acionamento elétrico.

Tempo de operação (min)	COPresfri	COPaquec	COPglobal
30	2,48	3,06	5,54
150	1,58	2,05	3,63
290	1,18	1,56	2,74
Média	1,75	2,22	3,97

O coeficiente de desempenho do conjunto motor-compressor leva em consideração a energia retirada e entregue pelo fluido refrigerante nos trocadores de calor (evaporador e condensador) em relação à energia utilizada somente para o acionamento do compressor. Os

valores de COP global são resultantes da soma dos valores do COP para resfriamento e aquecimento.

Os valores médios do COP do conjunto motor-compressor para as bombas de calor “B1” e “B3” mostraram-se semelhantes, isto, conforme já comentado, pelo fato de se estar utilizando um compressor igual para as duas bombas de calor. Houve apenas uma pequena diferença, o valor do COP médio global foi cerca de 5% maior para a bomba de calor “B1”. No início do processo os valores são ligeiramente maiores para a bomba de calor “B3”, depois, passam ser menores. Esta diferença pode ser atribuída a uma diferença de rotação entre os motores elétricos utilizados nas bombas de calor. Após verificar a diferença entre os valores de COP das bombas de calor “B1” e “B3”, realizou-se a medição da rotação dos motores elétricos com um tacômetro digital e constatou-se que o motor da bomba de calor “B1” trabalhava com uma rotação de 1770 RPM enquanto, o motor elétrico da bomba de calor “B3” trabalhava com uma rotação de 1710 RPM. Também foi constatada uma pequena diferença nas polias dos motores.

No início do processo, as duas bombas de calor apresentaram um COP instantâneo para aquecimento acima de 3 com acionamento elétrico. No entanto, com o andamento do processo, implicando no aumento da temperatura de condensação e diminuição da temperatura de evaporação, os valores de COP decaem bastante, chegando no final, com cerca a metade do valor inicial, ficando abaixo de 2 para as duas bombas de calor. Ainda assim, o COP médio para aquecimento, ficou acima de 2 para as duas bombas de calor.

As Tabelas 28 e 29 mostram os valores de coeficiente de desempenho operacional instantâneo para as bombas de calor “B1” e “B3”. No cálculo do coeficiente de desempenho operacional, além da potência fornecida ao compressor, considera-se também, a potência dos equipamentos auxiliares: bombas d’água.

Tabela 28. Valores do COP operacional instantâneo para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação com acionamento elétrico.

Tempo de operação (min)	COPresfri	COPaquec	COPglobal
30	2,38	2,31	4,69
300	1,68	1,75	3,43
590	1,35	1,44	2,79
Média	1,80	1,83	3,63

Tabela 29. Valores do COP operacional instantâneo para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação com acionamento elétrico.

Tempo de operação (min)	COPresfri	COPaquec	COPglobal
30	2,03	2,51	4,54
150	1,31	1,71	3,02
290	1,00	1,32	2,32
Média	1,45	1,85	3,29

No caso da bomba de calor “B1”, por trabalhar com banco de gelo sem agitação, não possuindo bomba d’água ou outro equipamento auxiliar, os valores do COP operacional para resfriamento foram iguais aos obtidos para o conjunto motor-compressor. Já para aquecimento, comparando-se os valores médios, houve uma redução de cerca de 22,8% em relação ao COP do conjunto motor-compressor, devido à inclusão do trabalho da bomba d’água do condensador. Por isto, o valor médio do COP operacional para aquecimento foi praticamente igual ao valor médio do COP operacional para resfriamento, apenas 1,7% maior.

Para a bomba de calor “B3”, por trabalhar com evaporador e condensador com circulação forçada, a redução no valor do COP, para aquecimento e resfriamento, em relação aos valores obtidos para o conjunto motor-compressor, comparando-se os valores médios, foi de cerca de 16,7%, devido as bombas utilizadas no evaporador e condensador serem de mesma potência.

A menor queda no COP para aquecimento da bomba de calor “B3” justifica-se pela potência da bomba d’água utilizada. As bombas utilizadas no protótipo “B3” eram de 0,41 kW de potência, enquanto que, a bomba d’água utilizada no condensador da bomba de calor “B1” era de 0,60 kW. Verifica-se aqui, a influência dos equipamentos auxiliares sobre o COP da bomba de calor.

O fato do banco de gelo da bomba de calor “B1” operar sem nenhum dispositivo auxiliar, fez a diferença entre o COP para resfriamento das bombas de calor “B1” e “B3” aumentar. A diferença que era de apenas 2,9% para os valores de COP do conjunto motor-compressor, passou a ser de 24,1% para o COP operacional.

A Tabela 30 mostra os valores do coeficiente desempenho da instalação para as bombas de calor “B1” e “B3” (COP líquido). O coeficiente de desempenho da instalação relaciona a energia total estocada nos reservatórios térmicos com a energia total consumida durante a operação (compressor e bombas).

Tabela 30. Valores médios do coeficiente de desempenho da instalação para as bombas de calor “B1” e “B3”, para os ensaios na condição nominal de operação com acionamento elétrico.

Bomba de Calor	Resfriamento	Aquecimento	Global
“B1”	1,05	1,59	2,64
“B3”	1,09	1,72	2,81

Como o COP da instalação considera a energia estocada nos reservatórios térmicos, incluindo as perdas nos trocadores, tanques e tubulações, os valores decaem em relação ao COP operacional. Para a bomba de calor “B1” o valor médio do COP global da instalação é cerca de 27,3 % menor que valor médio do COP global operacional. Para a bomba de calor “B3” a redução em relação ao valor médio do COP global operacional foi de cerca de 14,6%. Comparando-se aos valores de COP global do conjunto motor-compressor, a redução para a bomba de calor “B3” foi de 29,2%, enquanto que para a bomba de calor “B1”, esta redução foi de 36,7%.

A menor redução do COP global da instalação para a bomba de calor “B3” quando comparado aos valores do COP global do conjunto motor-compressor e do COP operacional global, é devido a melhor eficiência de troca do evaporador. Para a bomba de calor “B3”, comparado ao valor médio do COP operacional para resfriamento, o COP da instalação apresenta uma redução de cerca de 24,8%. Enquanto que, para a bomba de calor “B1” esta redução é de 41,7%.

No entanto, comparando-se os valores médios do COP da instalação para resfriamento, das bombas de calor “B1” e “B3”, verifica-se que a diferença é pequena. Mesmo o evaporador da bomba de calor “B3” sendo relativamente mais eficiente, o fato de necessitar de uma bomba de solução, acaba prejudicando o valor do COP global da instalação. Caso fosse dispensado o uso desta bomba, o valor do COP global da fonte, para resfriamento, seria de aproximadamente 1,41.

As Tabelas 31 e 32 mostram, respectivamente, para as bombas de calor “B1” e “B3”, os valores médios do coeficiente de desempenho do conjunto motor-compressor para as condições nominais de operação com acionamento a gás natural.

Sendo considerado como trabalho, a energia fornecida pelo combustível, obtida em função do seu poder calorífico, a baixa eficiência energética, conforme mostrada nas curvas

das Figuras 68 e 69, resultou em valores de COP extremamente baixos quando comparados aos valores obtidos para o acionamento elétrico.

Tabela 31. Valores do COP instantâneo do conjunto motor-compressor para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural.

Tempo de operação (min)	COPresfri	COPaquec	COPglobal
30	0,45	0,58	1,03
300	0,27	0,37	0,64
590	0,24	0,33	0,57
Média	0,32	0,42	0,75

Tabela 32. Valores do COP instantâneo do conjunto motor-compressor para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural.

Tempo de operação (min)	COPrefr	COPaquec	COPglobal
30	0,49	0,60	1,09
150	0,32	0,41	0,72
290	0,23	0,29	0,52
Média	0,34	0,43	0,78

Os valores de coeficiente de desempenho do conjunto motor-compressor foram ligeiramente maiores para a bomba de calor “B3”. A maior diferença apresentada foi para o COP de resfriamento, cerca de 5,9% maior para a bomba de calor “B3”. Neste caso, não houve a influência da rotação como no caso dos motores elétricos, o que levou a bomba de calor “B1” a apresentar maiores valores de COP com acionamento elétrico.

As Tabelas 33 e 34, mostram, respectivamente, para as bombas de calor “B1” e “B3”, os valores de coeficiente de desempenho operacional instantâneo para as condições nominais de operação, com acionamento a gás natural.

Tabela 33. Valores médios do COP operacional instantâneo para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural.

Tempo de operação(min)	COPresfri	COPaquec	COPglobal
30	0,45	0,55	1,00
300	0,27	0,35	0,62
590	0,24	0,31	0,55
Média	0,32	0,40	0,73

Tabela 34. Valores médios do COP operacional instantâneo para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação com acionamento a gás natural.

Tempo de operação (min)	COPresfri	COPaquec	COPglobal
30	0,47	0,58	1,05
150	0,30	0,39	0,70
290	0,22	0,28	0,50
Média	0,33	0,42	0,75

Comparado a média do valor obtido para o conjunto motor-compressor, a redução no COP global foi de 3,8% para a bomba de calor “B1” e, para a bomba de calor “B3”, de 2,7%. Neste caso, em termos energéticos, o efeito negativo da bomba d’água torna-se menos significativo, devido à grande quantidade de energia consumida pelo motor a combustão, em média, cerca de 5 vezes maior que a do motor elétrico.

A Tabela 35 mostra os valores do coeficiente de desempenho da instalação para as bombas de calor “B1” e “B3”, para as condições nominais de operação com acionamento a gás natural.

Comparando-se os valores médios do COP da instalação com a média dos valores de COP do conjunto motor-compressor, verifica-se uma redução de 36,7% para a bomba de calor “B1”. Para a bomba de calor “B3”, a redução é de 23,1%.

Como no caso do acionamento a gás, o efeito da energia consumida pela bomba d’água foi pouco significativo, o valor médio do COP da instalação para resfriamento, obtido com a bomba de calor “B3”, foi cerca de 21,7% maior que o obtido com a bomba de calor “B1”, o que levou o COP global da instalação ser cerca de 8,3% maior para a bomba de calor “B3”. Pelo mesmo motivo, o COP global da instalação para aquecimento, foi igual para as duas bombas de calor.

Tabela 35. Valores médios do coeficiente de desempenho da instalação para as bombas de calor “B1” e “B3”, para as condições nominais de operação com acionamento a gás.

Bomba de Calor	Resfriamento	Aquecimento	Global
“B1”	0,18	0,37	0,55
“B3”	0,23	0,37	0,60

O baixo valor do COP global da instalação para resfriamento, apresentado pela bomba de calor “B1”, conforme já comentado, deve-se a baixa eficiência do evaporador utilizado, conforme pode ser verificado na Tabela 36 que mostra o comportamento da eficiência energética dos componentes da bomba de calor “B1” durante o processo de termo-acumulação. No início do processo, quando a camada de gelo é ainda pouco espessa, o evaporador apresenta uma eficiência melhor. Com o aumento da camada de gelo, a eficiência cai bruscamente, chegando ao final do processo com um valor muito baixo, cerca de 50% menor.

A Tabela 37 mostra os valores médios de eficiência energética dos componentes principais da bomba de calor “B3”.

Tabela 36. Valores médios de eficiência energética dos componentes da bomba de calor “B1”.

Tempo de operação [min]	Efici-comp (%)	Efici-evapo (%)	Efici-cond (%)
30	71,64	91,79	93,58
300	71,79	72,35	86,75
590	68,59	40,92	82,14
Média	70,67	68,35	87,49

Tabela 37. Valores médios de eficiência energética dos componentes da bomba de calor “B3”

Tempo de operação [min]	Efici-comp (%)	Efici-evapo (%)	Efici-cond (%)
30	68,48	91,40	92,65
150	67,43	84,09	88,65
290	60,46	83,45	87,25
Média	65,46	86,31	89,52

Os condensadores das duas bombas de calor, por serem a placas e trabalharem com circulação forçada, apresentaram valores semelhantes de eficiência. O condensador da bomba de calor “B1” apresentou uma eficiência energética um pouco menor por não possuir isolamento. Verifica-se que para as duas bombas de calor, a eficiência energética do condensador apresentou-se decrescente ao longo do tempo de operação, isto provavelmente, devido ao aumento das perdas para o ambiente, causado pelo aumento da temperatura de condensação.

O evaporador da bomba de calor “B3”, sendo a placas e com circulação forçada, apresentou uma eficiência melhor que o evaporador da bomba de calor “B1” durante todo o

tempo de operação. Devido à queda da temperatura de evaporação e o aumento da infiltração de calor do ambiente externo, a eficiência energética do evaporador da bomba de calor “B3” também apresentou um comportamento decrescente ao longo do tempo de operação.

Com relação aos compressores, verifica-se que a eficiência foi um pouco melhor para a bomba de calor “B1”. Isto devido ao banco de gelo permitir um certo retorno de líquido, baixando o superaquecimento e a temperatura de sucção, reduzindo assim a temperatura de descarga e em consequência, o calor perdido pelo compressor. Devido ao aumento da pressão e da temperatura de descarga, a eficiência dos compressores também foi decrescente ao longo do processo.

As Tabelas 38 e 39 mostram, respectivamente, para as bombas de calor “B1” e “B3”, a geração de irreversibilidade de cada componente do sistema frigorífico.

Tabela 38. Valores médios de irreversibilidade gerada pelos componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B1”.

Tempo de operação [min]	Irreversibilidades (kW)							Total
	Evapo	Comp	Cond	Valv Exp	Linha Suc	Linha Liq	Linha desc	
30	0,374	0,408	0,209	0,227	0,007	0,003	0,022	1,250
300	0,288	0,474	0,184	0,313	0,009	0,016	0,037	1,320
590	0,233	0,576	0,203	0,338	0,010	0,030	0,046	1,435
Média	0,299	0,486	0,198	0,293	0,009	0,016	0,035	1,335

Tabela 39. Valores médios de irreversibilidade gerada pelos componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B3”.

Tempo de operação [min]	Irreversibilidades (kW)							Total
	Evapo	Comp	Cond	Valv Exp	Linha Suc	Linha Liq	Linha desc	
30	0,361	0,602	0,144	0,178	0,006	0,002	0,020	1,312
150	0,233	0,665	0,158	0,234	0,009	0,015	0,041	1,354
290	0,146	0,802	0,139	0,226	0,010	0,028	0,066	1,416
Média	0,247	0,690	0,147	0,213	0,008	0,015	0,042	1,361

As Tabelas 40 e 41 montadas a partir das Tabelas 38 e 39, mostram, respectivamente, para as bombas de calor “B1” e “B3”, os valores médios do percentual de geração de irreversibilidade de cada componente do sistema frigorífico.

Tabela 40. Valores médios do percentual de irreversibilidade gerado por cada componente do sistema frigorífico da bomba de calor “B1”.

Tempo de operação [min]	Irreversibilidades (%)						
	Evapo	Comp	Cond	Valv Exp	Linha Suc	Linha Liq	Linha desc
30	29,95	32,62	16,75	18,12	0,53	0,28	1,76
300	21,84	35,93	13,90	23,70	0,68	1,18	2,77
590	16,25	40,09	14,11	23,56	0,70	2,09	3,20
Média	22,68	36,22	14,92	21,79	0,64	1,18	2,58

Tabela 41. Valores médios do percentual de irreversibilidade gerado por cada componente do sistema frigorífico da bomba de calor “B3”.

Tempo de operação [min]	Irreversibilidades (%)						
	Evapo	Comp	Cond	Valv Exp	Linha Suc	Linha Liq	Linha desc
30	27,49	45,87	10,96	13,57	0,43	0,15	1,54
150	17,20	49,13	11,63	17,27	0,67	1,11	2,99
290	10,34	56,62	9,78	15,98	0,71	1,94	4,63
Média	18,34	50,54	10,79	15,61	0,60	1,07	3,05

Entre os componentes do sistema frigorífico das bombas de calor, verifica-se que os maiores geradores de irreversibilidade, em ordem de grandeza, foram: o compressor, o evaporador e a válvula de expansão.

A grande irreversibilidade gerada pelos compressores é devida a alta temperatura de descarga implicando numa grande troca de calor com o ambiente externo. Por isto, o comportamento é crescente ao longo do processo, em função do aumento da temperatura de descarga devido ao aumento da temperatura de condensação.

A maior irreversibilidade gerada pelo compressor da bomba de calor “B3”, conforme verificado também nos dados de eficiência energética, foi devido à grande perda de calor do compressor para o ambiente, pelo fato de se trabalhar com um superaquecimento maior e em consequência, ter-se uma temperatura de descarga maior.

No caso dos evaporadores a irreversibilidade gerada é devido a baixa temperatura de evaporação e, a diferença finita de temperatura e entre o fluido refrigerante e o meio de troca, a solução no caso da bomba de calor “B3” e, no caso da bomba de calor “B1”, a água no início do processo e depois o gelo. Sendo maior a diferença de temperatura entre os reservatórios e o fluido refrigerante no evaporador, maior é a irreversibilidade gerada.

Analizando o comportamento da irreversibilidade do evaporador da bomba de calor “B3” ao longo do tempo de operação e comparando aos dados de temperatura do fluido refrigerante e da solução água-álcool, mostrados nas Figuras 49 e 52, verifica-se que no início do processo, quando a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a solução é maior, a irreversibilidade gerada também é maior. A medida que a temperatura da solução vai diminuindo e a diferença de temperatura vai se tornando menor, a irreversibilidade gerada torna-se menor. Por isso, o comportamento decrescente da irreversibilidade no evaporador.

Para o evaporador da bomba de calor “B1”, como a troca de calor ocorre entre o fluido refrigerante e a superfície do gelo, devido à baixa temperatura de evaporação e o fato da temperatura do gelo se manter constantemente em torno de 0 °C, a irreversibilidade gerada durante todo o processo é maior, quando comparada à bomba de calor “B3”. Também, por isto, a redução da irreversibilidade ao longo do processo é menor.

Para as válvulas de expansão, a grande irreversibilidade gerada é devida à baixa temperatura de evaporação e a elevação da temperatura da linha de líquido com o andamento do processo, devido ao aumento da temperatura de condensação. Por isto, a irreversibilidade é crescente ao longo do processo de termo-acumulação.

No caso dos condensadores, a irreversibilidade gerada esta associada à grande diferença de temperatura entre a água e o fluido refrigerante na entrada. Tendo em vista que os condensadores das bombas de calor foram montados para trabalharem com fluxo em contracorrente e que a diferença média de temperatura entre a água e o fluido refrigerante na entrada dos condensadores, para todos os ensaios ficou em torno de 50 °C.

Analizando a eficiência energética dos componentes das bombas de calor, pode-se verificar que uma parcela da irreversibilidade gerada no condensador e no evaporador, está associada também, a troca de calor com ambiente externo. Pode-se observar, que no caso do condensador da bomba de calor “B1”, como não possuía isolamento, a irreversibilidade gerada foi maior.

A Tabela 42 mostra os valores médios de eficiência exergética para os componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B1”. Na Tabela 43, tem-se os valores médios de eficiência exergética para os componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B3”.

Tabela 42. Valores médios de eficiência exergética para os componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B1”.

Componente	Tempo (min)			Média
	30	300	590	
Evaporador (%)	66,79	68,91	71,97	69,22
Compressor (%)	78,18	74,86	75,98	76,34
Condensador (%)	90,44	93,47	94,57	92,83
Válvula de expansão (%)	87,11	80,02	76,54	81,22

Tabela 43. Valores médios de eficiência exergética para os componentes do sistema frigorífico da bomba de calor “B3”.

Componente	Tempo (min)			Média
	30	150	290	
Evaporador (%)	71,21	71,13	75,42	72,58
Compressor (%)	74,16	66,20	72,92	71,09
Condensador (%)	94,01	93,31	93,46	93,59
Válvula de expansão (%)	90,85	83,69	79,55	84,70

Diante da irreversibilidade gerada devido à formação de gelo e a baixa temperatura de evaporação, o evaporador da bomba de calor “B1” apresentou uma baixa eficiência exergética, menor que a do compressor. O evaporador da bomba de calor “B3”, devido as condições de operação, com circulação forçada e diferença menor entre a temperatura de evaporação e a temperatura da solução, apresentou uma eficiência exergética melhor.

Conforme verificado para os valores de irreversibilidade, devido às condições de operação, com menor superaquecimento total e temperatura de descarga menor, o compressor da bomba de calor “B1” apresentou uma eficiência exergética maior do que o compressor da bomba de calor “B3”.

Para as duas bombas de calor, pelo fato do condensador ter apresentado a menor irreversibilidade entre os componentes principais (válvula de expansão, evaporador e compressor), foi o que também apresentou a melhor eficiência exergética. Para as duas bombas de calor, a eficiência exergética do condensador ficou acima de 92%.

Assim como para o evaporador, tendendo a seguir o comportamento da irreversibilidade gerada, a eficiência exergética da válvula de expansão apresentou-se decrescente ao longo do tempo de operação.

Comparando-se aos resultados obtidos por HEPBASLI (2004) para uma bomba de calor água-água, trabalhando com trocadores de calor com circulação forçada, onde foi obtida uma eficiência exergética de 96% para o evaporador e 86% para o condensador, os valores de eficiência exergética apresentada pelos condensadores das bombas de calor “B1” e “B3” foram satisfatórios. No entanto, considerou-se relativamente baixa a eficiência obtida para os evaporadores, evidenciando uma necessidade de melhoria.

A Tabela 44 mostra os valores médios de eficiência energética e exergética do motor a combustão para acionamento da bomba de calor “B1”. Na Tabela 45, tem-se os valores médios de eficiência energética e exergética do motor a combustão para acionamento da bomba de calor “B3”.

Tabela 44. Valores médios de eficiência energética e exergética do motor a combustão para acionamento da bomba de calor “B1”.

Tempo de operação (min)	η (%)	ϵ (%)
30	17,81	20,10
300	15,42	17,41
590	16,91	19,09
Média	16,71	18,87

Tabela 45. Valores médios de eficiência energética e exergética do motor a combustão para acionamento da bomba de calor “B3”.

Tempo de operação (min)	η (%)	ϵ (%)
30	17,90	20,21
150	18,48	20,87
290	18,48	20,86
Média	18,29	20,64

Constata-se, nas Tabelas 44 e 45, a baixa eficiência energética responsável pelo baixo COP das bombas de calor com acionamento a gás. Em se tratando do mesmo motor, os valores

de eficiência energética e exergética foram semelhantes para as duas bombas de calor. Para a bomba de calor “B3” os valores foram ligeiramente maiores.

Considerando os valores de eficiência energética obtidos por GALLO (1990) através de um modelo de simulação para motores a combustão, sendo de 40 % para um motor a álcool e 37% para um motor a gasolina, verifica-se que os valores obtidos para o motor a combustão utilizado nas bombas de calor foram relativamente baixos.

A causa da baixa eficiência energética do motor a combustão esta provavelmente relacionada a conversão para gás natural. Isto sugere uma necessidade de melhoria do sistema de alimentação, para melhorar a queima, reduzido assim o consumo de gás. Uma vez que o sistema utilizado para adaptação dos motores, não realizava o controle de vazão de gás em função da entrada de ar no motor.

Com relação aos valores de eficiência exergética obtidos por GALLO, entre 11,8 e 24,1%, respectivamente, para motores a álcool e a gasolina, verifica-se que os valores obtidos para o motor a combustão das bombas de calor “B1” e “B3” foram satisfatórios. No entanto, comparados aos valores de eficiência dos componentes do ciclo frigorífico das bombas de calor, os valores de eficiência exergética apresentados pelo motor a combustão são muito baixos.

As Tabelas 46 e 47 mostram, respectivamente, para as bombas de calor “B1” e “B3”, os valores médios de eficiência exergética, obtidos segundo a metodologia proposta por WARK (1995), para o acionamento com motor elétrico, onde foi considerado o trabalho das bombas d’água (eficiência exergética líquida).

Para as duas bombas de calor, o comportamento da eficiência exergética para resfriamento mostrou-se decrescente ao longo de tempo de operação, enquanto que, a eficiência exergética para aquecimento apresentou um comportamento crescente.

Tabela 46. Valores médios de eficiência exergética para resfriamento, aquecimento e global da bomba de calor “B1” com acionamento elétrico.

Tempo (min)	Resfriamento (%)	Aquecimento (%)	Global (%)
30	22,40	2,60	25,00
300	14,07	12,85	26,92
590	5,48	14,26	19,74
Média	13,98	9,90	23,89

Tabela 47. Valores médios de eficiência exergética para resfriamento, aquecimento e global da bomba de calor “B3” co acionamento elétrico.

Tempo (min)	Resfriamento (%)	Aquecimento (%)	Global (%)
30	17,48	6,27	23,75
150	13,01	12,50	25,51
290	9,93	12,97	22,90
Média	13,47	10,58	24,05

No caso do resfriamento, o comportamento decrescente da eficiência exergética esta relacionado diretamente com a redução do calor transferido para as fontes e o aumento do trabalho do compressor, também, a baixa eficiência de Carnot para o evaporador ao longo do processo, devido à menor diferença da temperatura da fonte fria em relação a temperatura de referência ($T_0 = 298,15 \text{ K}$).

No caso do banco de gelo da bomba de calor “B1”, como foi tomada à temperatura de 0°C (273 K) que é a temperatura da superfície do gelo, para cálculo da eficiência de Carnot para o evaporador e, tendo em vista que ao longo do processo a temperatura do gelo em contato com a água é sempre muito próxima de 0°C , a eficiência de Carnot para o evaporador, resultou em um valor relativamente baixo e constante ao longo de tempo.

No caso da bomba de calor “B3” sendo utilizado para o cálculo da eficiência de Carnot o valor médio da temperatura da solução água-álcool entre a entrada e saída do evaporador, com a redução da temperatura da solução ao longo do tempo de operação, houve um aumento da eficiência de Carnot do evaporador, o que possibilitou uma redução menor da eficiência exergética comparado à bomba de calor “B1”.

Para o aquecimento, no início do processo, como a temperatura da água na entrada e na saída do condensador apresenta valores muito próximos da temperatura de referência, acaba resultando em valores baixos de exergia, implicando em uma baixa eficiência exergética. Tendo em vista a grande variação da temperatura da água ao longo do processo, tem-se um grande aumento da eficiência de Carnot do condensador, compensando a redução do calor transferido e o aumento do trabalho do compressor, o que permite que a eficiência exergética tenha um comportamento crescente.

A Tabela 48 mostra os valores médios da eficiência de Carnot para o evaporador e condensador da bomba de calor “B1” ao longo do tempo de operação. Na Tabela 49 tem-se os

valores médios do coeficiente de Carnot para o evaporador e condensador da bomba de calor “B3”.

Tabela 48. Valores médios da eficiência de Carnot para o evaporador e o condensador da bomba de calor “B1” ao longo do tempo de operação nas condições nominais.

Tempo (min)	Evaporador	Condensador
30	-0,0915	0,0117
150	-0,0915	0,0732
290	-0,0915	0,1059

Tabela 49. Valores médios da eficiência de Carnot para o evaporador e o condensador da bomba de calor “B3” ao longo do tempo de operação nas condições nominais.

Tempo (min)	Evaporador	Condensador
30	-0,0882	0,0266
150	-0,1115	0,0822
290	-0,1215	0,1144

A média dos valores de eficiência exergética global para resfriamento, apresentado pelas duas bombas de calor com acionamento elétrico, foram semelhantes. Para a bomba de calor “B1” a média da eficiência exergética para resfriamento foi ligeiramente maior, cerca de 3,8%. O menor valor da eficiência exergética para a bomba de calor “B3”, mesmo operando com um evaporador com uma maior eficiência energética, deve-se ao fato da inclusão do trabalho da bomba de solução do evaporador. O banco de gelo acaba sendo compensado por não necessitar de dispositivos auxiliares.

Para aquecimento, a média da eficiência exergética da bomba de calor “B3” foi cerca de 6,9% maior. A eficiência exergética foi menor para a bomba de calor “B1” devido a maior potência da bomba d’água utilizada no condensador.

Comparados aos dados de eficiência exergética para uma bomba de calor ar-ar, apresentados por BILGEN e TAKAHASHI (2002), onde foram obtidos valores entre 25,8 e 45% para resfriamento e, entre 21 e 35,4% para aquecimento. Verifica-se que, os valores de eficiência exergética obtidos para as bombas de calor “B1” e “B3” para acionamento elétrico, foram relativamente baixos.

No entanto, a bomba de calor apresentada por BILGEN e TAKAHASHI trabalhava em condições mais favoráveis para uma eficiência maior. Para determinação da eficiência exergética global para resfriamento, a bomba de calor trabalhava com temperaturas constantes, de 7 °C para o ar na entrada no evaporador e, de 20 °C para o ar de entrada no condensador. Para a determinação dos valores de eficiência exergética para aquecimento, a bomba de calor trabalhava com uma temperatura de 27 °C para o ar na entrada do evaporador e, com uma temperatura de 35 °C para o ar na entrada do condensador.

Comparados ao valor de eficiência exergética para aquecimento de 3,89%, obtido por HEPBASLI (2004) para a bomba de calor água-água mencionada anteriormente, os valores médios de eficiência exergética para aquecimento obtidos para as bombas de calor “B1” e “B3” com acionamento elétrico, foram bastante satisfatórios. A bomba de calor mencionada por HEPBASLI retirava calor do solo através de um trocador de calor intermediário. Por este trocador circulava água, que era bombeada através do evaporador da bomba de calor, da onde era retirado o calor. O condensador desta bomba de calor era ligado a um trocador de calor a ar, que rejeitava o calor para o interior de uma sala. A temperatura média da água no evaporador era de 7 °C e no condensador, era de 39 °C.

Nas tabelas 50 e 51, tem-se, respectivamente, para as bombas de calor “B1” e “B3”, os valores médios de eficiência exergética líquida, obtidos segundo a metodologia proposta por WARK (1995), para o acionamento com gás natural.

Seguindo o mesmo comportamento do COP a gás, os valores de eficiência exergética das bombas de calor com acionamento a gás foram relativamente baixos, comparados aos valores para acionamento elétrico. Isto se justifica pela alta geração de irreversibilidade do motor a combustão e a sua eficiência exergética relativamente baixa.

Tabela 50. Valores médios de eficiência exergética para resfriamento, aquecimento e global da bomba de calor “B1” com acionamento a gás natural.

Tempo (min)	Resfriamento (%)	Aquecimento (%)	Global (%)
30	4,35	1,37	5,72
300	2,14	2,70	4,84
590	1,01	3,10	4,11
Média	2,50	2,39	4,89

Tabela 51. Valores médios de eficiência exergética para resfriamento, aquecimento e global da bomba de calor “B3” com acionamento a gás natural.

Tempo (min)	Resfriamento (%)	Aquecimento (%)	Total (%)
30	4,40	1,35	5,75
150	3,29	2,79	6,08
290	2,56	2,98	5,54
Média	3,42	2,37	5,79

Como o trabalho das bombas d’água é pouco significativo, devido à grande irreversibilidade gerada pelo motor a combustão, verifica-se que a diferença da eficiência exergética para resfriamento entre as bombas de calor “B1” e “B3” é mais pronunciada. Neste caso, assim como para o COP a gás, a eficiência exergética foi maior para a bomba de calor “B3”, cerca de 36,8%. O que levou a eficiência exergética global a ser 18,4% maior para a bomba de calor “B3”, uma vez que os valores de eficiência exergética para aquecimento apresentados pelas duas bombas de calor, foram bastante semelhantes.

Comparados ao valor de eficiência obtido por HEPBASLI (2004), os valores obtidos para o acionamento a gás ainda foram satisfatórios.

Em relação aos valores de eficiência exergética para resfriamento obtidos por SILVA (1994) para um sistema de refrigeração por absorção com amônia, entre 10,4 e 17,9%, os valores de eficiência exergética para resfriamento obtidos para as bombas de calor com acionamento a gás podem ser considerados baixos.

Os diagramas dos fluxos médios de exergia para os componentes da bomba de calor “B1” durante o tempo de funcionamento nas condições nominais de operação, respectivamente, para acionamento com motor elétrico e motor a combustão com gás, são mostrados nas Figuras 72 e 73.

Nas Figuras 74 e 75 são mostrados os diagramas dos fluxos médios de exergia para os componentes da bomba de calor “B3”, respectivamente, para acionamento com motor elétrico e motor a combustão a gás.

Nos diagramas foram considerados somente os fluxos de exergia dos componentes das bombas de calor. No caso, do evaporador e do condensador, considerou-se os fluxos de exergia associados ao calor retirado ou cedido pelo fluido refrigerante. Assim, não foi considerado o trabalho das bombas d’água, por isso, os percentuais de exergia útil se

diferenciaram um pouco dos valores de eficiência exergética apresentados nas tabelas, onde foi considerado o trabalho das bombas d'água.



Figura 72. Diagrama dos fluxos médios de exergia para a bomba de calor "B1" nas condições nominais de operação, acionada com motor elétrico.

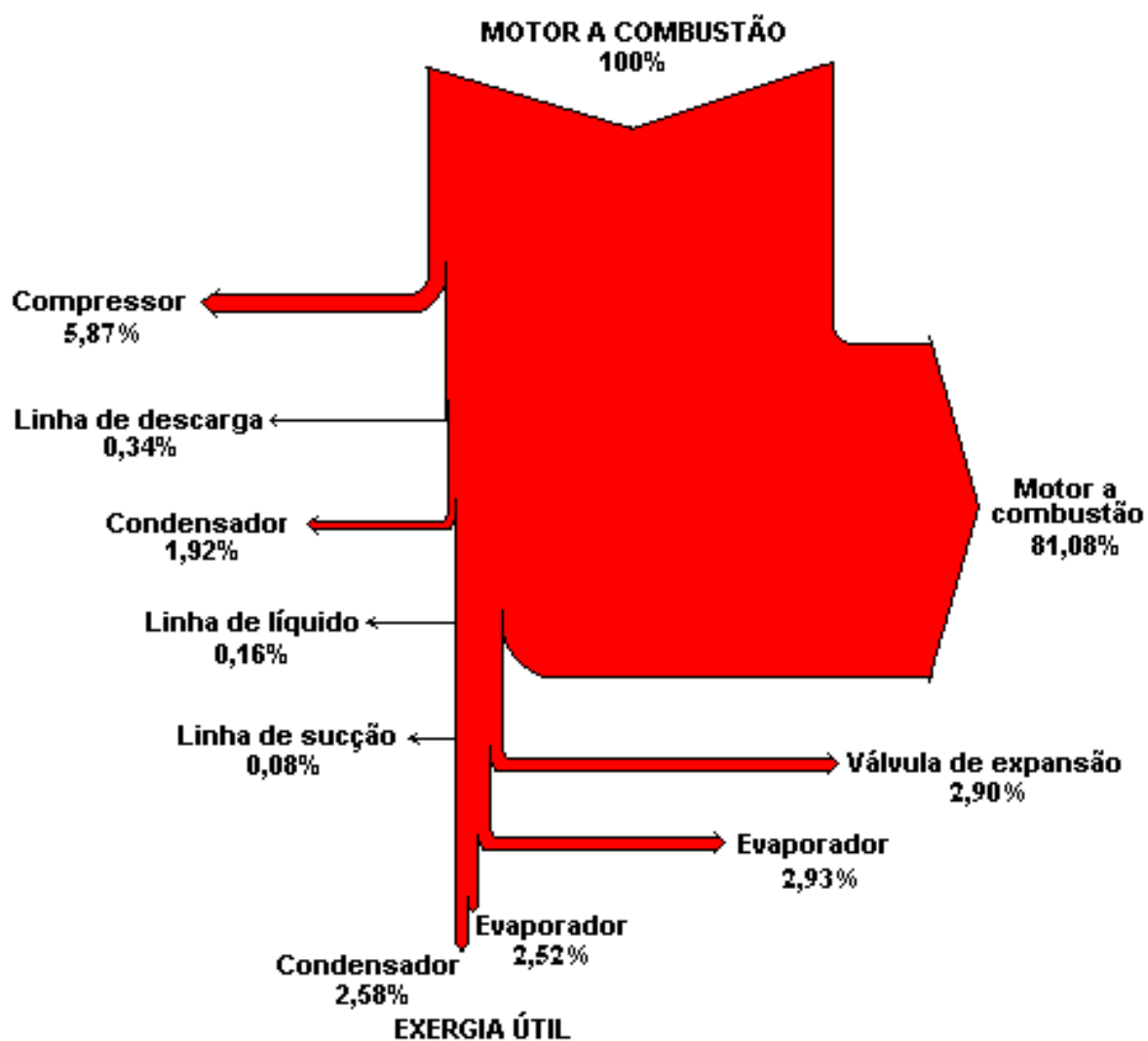


Figura 73. Diagrama dos fluxos médios de exergia para a bomba de calor “B1” nas condições nominais de operação, acionada com motor a combustão a gás.

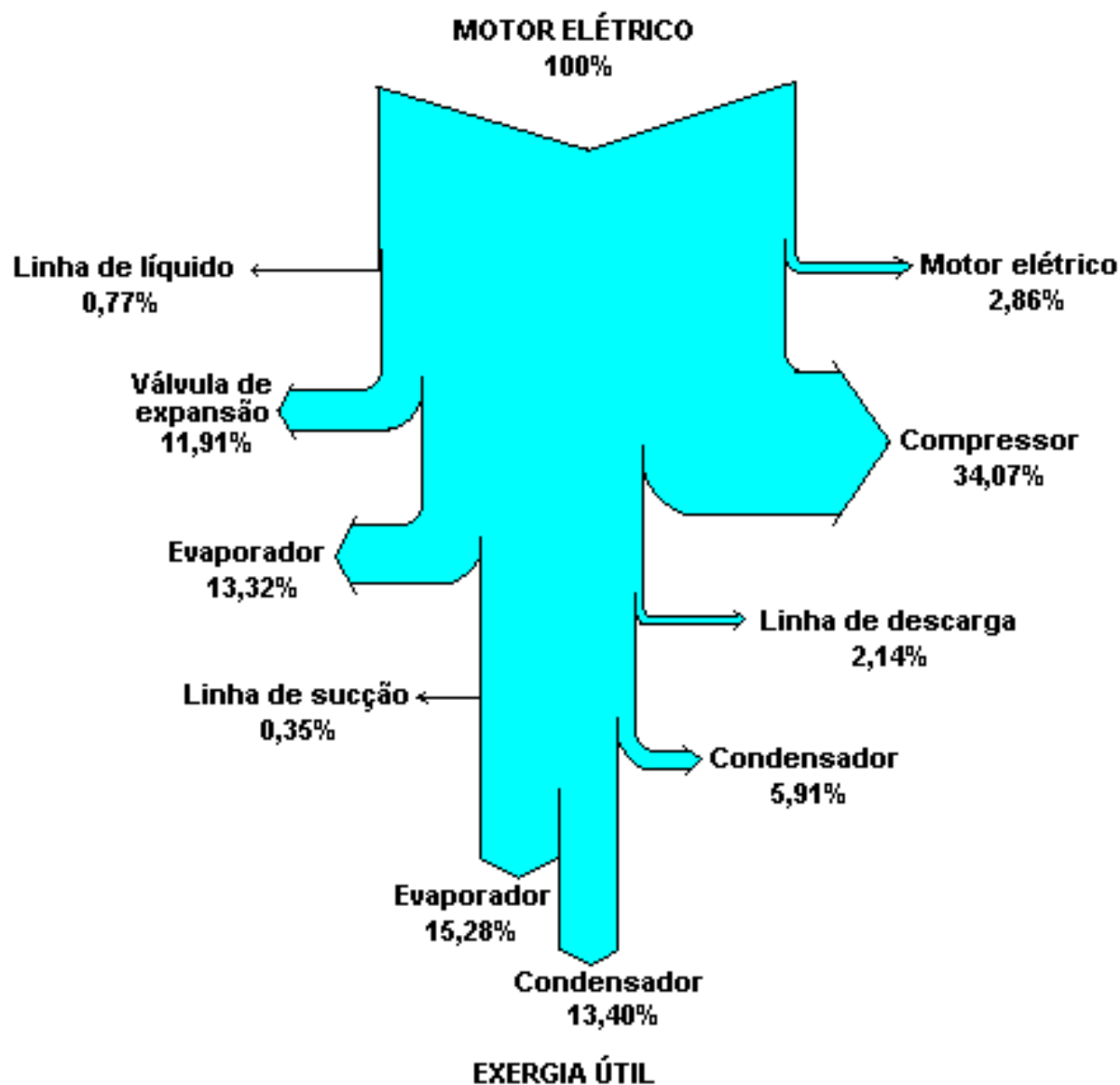


Figura 74. Diagrama dos fluxos médios de exergia para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação, acionada com motor elétrico.

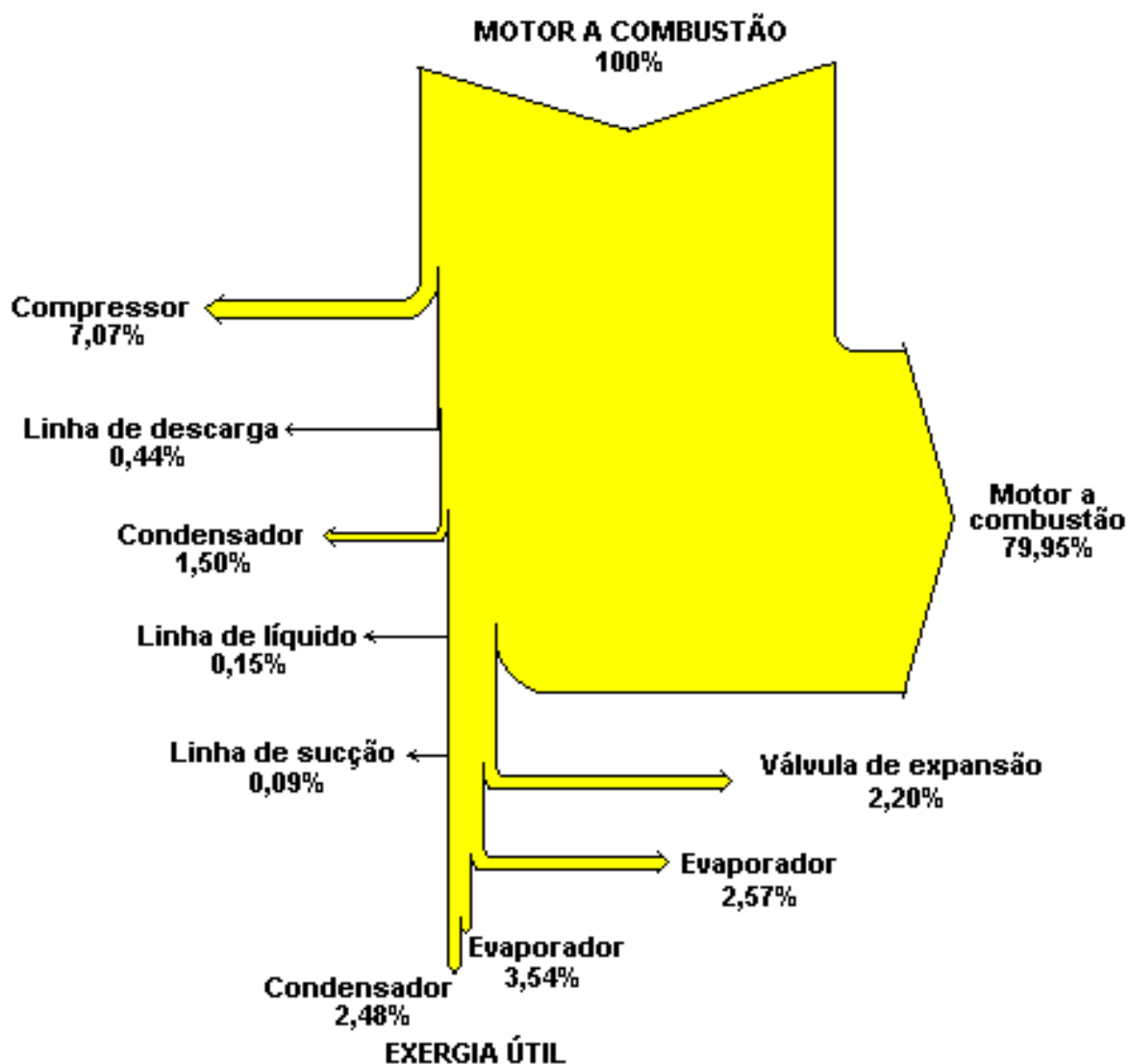


Figura 75. Diagrama dos fluxos médios de exergia para a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação, acionada com motor a combustão a gás.

Conforme já havia sido mostrado nas Tabelas 41 e 42, verifica-se nos diagramas de fluxo de exergia, que os componentes responsáveis pela maior degradação da exergia, no caso do acionamento elétrico foram: o compressor, o evaporador e a válvula de expansão. No caso

do acionamento a gás, inclui-se também o motor a combustão, como o maior gerador de irreversibilidade, devido à grande perda de calor para o ambiente.

Os resultados das análises energéticas e exergéticas das bombas de calor nas condições nominais de operação, mostraram pontos a serem melhorados, relacionados principalmente à eficiência dos evaporadores das bombas de calor, dos compressores e válvulas de expansão. Também verificou-se a necessidade de melhoria do sistema de conversão utilizado no motor a combustão, visando a redução no consumo de gás e a melhoria da eficiência energética e exergética das bombas de calor com acionamento a gás, tendo em vista a alta geração de irreversibilidade gerada pelo motor a combustão. No caso, analisar a possibilidade de se fazer um aproveitamento do calor gerado pelo motor para aquecimento de água.

Verificou-se que a inclusão do trabalho das bombas d'água implicou em uma redução significativa do COP das bombas de calor, no caso do acionamento com energia elétrica. Isto demonstra a necessidade de melhorar o dimensionamento das bombas d'água, para redução da potência, até mesmo, no caso, tentar-se trabalhar com um sistema de circulação por termo-sifão ou, sistemas de termo-acumulação que dispensem ou, minimizem o uso de equipamentos auxiliares. Ficou evidente que o superdimensionamento da potência das bombas d'água pode colocar em risco a economia gerada pela bomba de calor.

Os ensaios nominais também mostraram um superdimensionamento da bomba de calor “B3”, pois foi demonstrado que a carga térmica para resfriamento é atingida na metade do tempo para termo-acumulação (período entre as duas ordenhas). O fato de se ter utilizado para a bomba de calor “B3”, um compressor igual ao da bomba de calor “B1”, conforme já comentado, foi por motivos de comparação entre dois sistemas de acumulação de “frio”. Onde, verificou-se que o evaporador a placas com o tanque de solução água-álcool foi mais eficiente que o banco de gelo, em termo de troca de calor.

No entanto, é importante ressaltar que, devido ao tamanho do tanque que havia disponível, para que coubesse o evaporador para acumular a massa de gelo necessária, trabalhou-se com diâmetro de gelo maior. O ideal seria trabalhar com um diâmetro máximo de gelo de 40 mm, mas no entanto, isto implicaria em uma serpentina com o dobro do comprimento utilizado. Por isto, projetou-se o evaporador para um diâmetro máximo de gelo entre 80 e 84 mm. Sendo que este fato acabou prejudicando a eficiência da bomba de calor “B1”. Mesmo assim, por não utilizar equipamentos auxiliares como agitadores ou bombas

d'água, o banco de gelo permitiu a bomba de calor “ B1” um COP global para resfriamento muito próximo do apresentado pela bomba de calor “B3” para acionamento elétrico, assim também, no caso da eficiência exergética para resfriamento.

5.3. Resultados dos testes variando as condições iniciais de operação das bombas de calor

Nestes testes foram alteradas as condições iniciais das principais variáveis de operação: temperatura dos reservatórios térmicos e vazões nos trocadores de calor, com a finalidade de avaliar a influências destes fatores sobre o COP total da instalação, para determinação de condições de operação mais favoráveis ao aumento da eficiência das bombas de calor. Estes testes foram realizados somente para o acionamento a gás e, tanto para a bomba de calor “B3” como para a bomba de calor “B1”, para o tempo de operação de 5 horas.

Conforme o planejamento estatístico, foram realizadas duas repetições para cada ensaio.

Nas Tabelas 1 e 2 do Apêndice D são mostrados os valores de consumo de gás natural ao longo tempo de operação para as duas repetições dos ensaios com a bomba de calor “B1”. Verifica-se com base nestas tabelas, que os ensaios realizados com a maior temperatura inicial do tanque de água quente (ensaos 3, 4, 7 e 8) tenderam a apresentar um consumo maior de gás natural. O consumo médio para os ensaios, variou entre 1,009 e 1,119 m³/h.

Nas Tabelas 3 e 4 do Apêndice D são mostrados os valores de temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para as duas repetições dos ensaios com a bomba de calor “B1”. Os valores médios finais para os ensaios que começaram com a maior temperatura variaram entre 64,6 e 66,6 °C. Para os ensaios que começaram com a menor temperatura (ensaos 1, 2, 5 e 6), os valores finais variaram entre 61,9 e 65,7 °C.

Os valores do diâmetro de gelo ao longo do tempo de operação para as duas repetições dos ensaios com a bomba de calor “B1” são mostrados nas Tabelas 5 e 6 do Apêndice D. O diâmetro de 15,6 mm corresponde ao diâmetro do tubo da serpentina do evaporador, significando que ainda não há formação de gelo.

Para os ensaios que começaram com a maior temperatura da água do banco gelo (ensaios 5, 6, 7 e 8) os valores médios finais para o diâmetro de gelo variaram entre 59,85 e 69,2 mm. Os ensaios que começaram com a menor temperatura do tanque de água quente, foram os que apresentaram os maiores valores para o diâmetro de gelo ao final do tempo de operação.

Para os ensaios que começaram com a menor temperatura da água do banco de gelo (ensaios 1, 2, 3 e 4), os valores médios finais para o diâmetro de gelo variaram entre 74,85 e 76,65 mm. Analisando os resultados em relação a temperatura do tanque de água quente, neste caso, a diferença do diâmetro médio de gelo entre os ensaios que começaram com a maior e a menor temperatura foi bem menor.

Verifica-se, no caso do ensaio 1, onde a bomba de calor “B1” trabalhou com as menores temperaturas dos reservatórios térmicos, que o valor médio obtido para o diâmetro de gelo, de 76,65 mm, se aproximou bastante do diâmetro necessário (77 mm) que, nos ensaios nas condições nominais só foi atingido num tempo de operação de 10 horas. Isto demonstra que alterando as condições iniciais de operação, a bomba de calor “B1” poderia produzir a carga térmica necessária em um tempo menor de operação, reduzindo o consumo de energia e assim, aumentando a sua eficiência.

Na Tabela 52 são mostrados os valores médios de carga térmica produzida nos ensaios com a bomba de calor “B1”. A Tabela 53 mostra os valores do consumo de gás natural para os ensaios com a bomba de calor “B1”.

Tabela 52. Valores médios da carga térmica para os ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.

Ensaio	Qresfri [kJ]	Qaquec [kJ]
1	62311	90030
2	61313	87515
3	60567	84800
4	59448	86975
5	63048	92483
6	60675	95480
7	50683	81575
8	51487	86450
Média Geral	58692	88163

Tabela 53. Valores do consumo total de gás natural para os ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.

Ensaio	Consumo total de gás natural [m ³ /h]		
	Repetição 1	Repetição 2	Média do ensaio
1	5,073	5,253	5,163
2	4,988	5,097	5,043
3	5,164	5,113	5,138
4	5,052	5,352	5,202
5	5,437	5,183	5,310
6	5,407	4,975	5,191
7	5,492	5,246	5,369
8	5,555	5,903	5,729
Média Geral	5,271	5,265	5,268

Os valores do COP da instalação para resfriamento obtidos nos ensaios fatoriais 2³ com a bomba de calor “B1” são mostrados na Tabela 54.

Tabela 54. Valores do COP da instalação para resfriamento, para os ensaios fatoriais 2³ da bomba de calor “B1”.

Ensaio	Fator 1	Fator 2	Fator 3	COPrefri (1)	COPrefri (2)	Média
1	-	-	-	0,336	0,326	0,331
2	+	-	-	0,348	0,320	0,334
3	-	+	-	0,314	0,333	0,323
4	+	+	-	0,315	0,312	0,314
5	-	-	+	0,313	0,339	0,326
6	+	-	+	0,287	0,358	0,322
7	-	+	+	0,200	0,321	0,260
8	+	+	+	0,310	0,187	0,248
Média Geral				0,303	0,312	0,307

A Tabela 55 mostra os resultados dos efeitos calculados para os fatores do planejamento fatorial 2³ da bomba de calor “B1” sobre o COP da instalação para resfriamento.

Considerando a diferença mínima significativa de 0,0784 para validação dos efeitos, obtida através da multiplicação do erro dos fatores pelo ponto de probabilidade da distribuição de Student para um intervalo de confiança de 95%. Verifica-se, segundo a análise estatística, considerando o valor do erro obtido para os fatores, não ter havido influência significativa de nenhum fator sobre o COP da instalação para resfriamento.

No entanto, analisando a significância em relação ao erro dos fatores, tem-se que os efeitos das temperaturas iniciais dos reservatórios térmicos e a interação entre estes fatores se mostraram mais pronunciados. Assim, aplicando-se um intervalo de confiança de 90%, resultando em um valor mínimo significativo de 0,063, verifica-se que os efeitos da temperatura inicial do tanque de água quente, da temperatura inicial do tanque de água gelada (água do banco gelo) e, da interação entre estes dois fatores, são validados.

Tabela 55. Valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento 2^3 da bomba de calor “B1” sobre o COP da instalação para resfriamento.

Média Global:	$0,307 \pm 0,017$
Efeitos principais:	
1 (Vazão de água no condensador)	$-0,006 \pm 0,034$
2 (Temperatura inicial do tanque de água quente)	$-0,042 \pm 0,034$
3 (Temperatura inicial do tanque de água gelada)	$-0,036 \pm 0,034$
Interações de dois fatores	
12	$-0,005 \pm 0,034$
13	$-0,002 \pm 0,034$
23	$-0,028 \pm 0,034$
Interações de 3 fatores	
123	$0,001 \pm 0,034$

O efeito da vazão de água no condensador e os efeitos das interações entre os outros fatores sobre COP se mostraram não significativos, mesmo para o intervalo de confiança de 90%, até mesmo, por serem menores do que o próprio erro.

O valor negativo para os efeitos das temperaturas implica em uma influência negativa sobre o COP. Assim, quando foi utilizada a maior temperatura inicial do tanque de água quente, houve redução no valor do COP. Da mesma maneira, quando foi adotada a maior temperatura inicial da água do banco de gelo.

Isto ocorreu devido ao fato da maior parte da energia estocada no tanque estar na forma de gelo, ou seja, calor latente. O aumento da temperatura inicial prejudicou o processo de

congelamento, devido ao aumento do calor retirado da superfície do gelo pela água, ocasionando a formação de uma massa menor de gelo e, em consequência, resultando num COP menor.

Outro fator foi o aumento do trabalho devido a maior temperatura da água de condensação (água do tanque quente), com isso, aumentando o consumo de gás natural, também implicando na redução do COP. Por isto, o resultado da interação entre as temperaturas do tanque de água quente e do banco de gelo foi negativo, sendo considerado significativo, com um nível de confiança de 90%.

A Tabela 56 mostra os valores do COP da instalação para aquecimento dos ensaios fatoriais 2^3 da bomba de calor “B1”. A Tabela 57 mostra os valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento fatorial 2^3 da bomba de calor “B1” sobre o COP da instalação para aquecimento.

Assim, conforme verificado na Tabela 57, para o intervalo de confiança de 95%, resultando num valor mínimo significativo de 0,042, o efeito da temperatura inicial do tanque de água quente e a interação desta com a temperatura inicial da água do banco de gelo, se mostraram estatisticamente significativos sobre COP da instalação para aquecimento. Os demais efeitos e as interações se mostraram não significativos.

Da mesma maneira que para o COP_{refri} da instalação, o aumento da temperatura inicial da água do tanque quente teve efeito negativo sobre o COP_{aquec} . Também, a sua interação com a maior temperatura inicial da água do banco de gelo.

Tabela 56. Valores do COP da instalação para aquecimento, para os ensaios fatoriais 2^3 da bomba de calor “B1”.

Ensaio	Fator 1	Fator 2	Fator 3	COP _{aquec}		Média
1	-	-	-	0,481	0,476	0,478
2	+	-	-	0,483	0,469	0,476
3	-	+	-	0,449	0,457	0,453
4	+	+	-	0,468	0,450	0,459
5	-	-	+	0,467	0,489	0,478
6	+	-	+	0,491	0,519	0,505
7	-	+	+	0,387	0,448	0,417
8	+	+	+	0,450	0,380	0,415
Média Geral				0,460	0,461	0,460

Tabela 57. Valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento 2^3 da bomba de calor “B1” sobre o COP da instalação para aquecimento.

Média Global:	$0,460 \pm 0,009$
Efeitos principais:	
1 (Vazão de água no condensador)	$0,007 \pm 0,018$
2 (Temperatura inicial do tanque de água quente)	$-0,048 \pm 0,018$
3 (Temperatura inicial do tanque de água gelada)	$-0,013 \pm 0,018$
Interações de 2 fatores:	
12	$-0,005 \pm 0,018$
13	$0,005 \pm 0,018$
23	$-0,027 \pm 0,018$
Interações de 3 fatores:	
123	$-0,009 \pm 0,018$

No caso do COP_{aquec} , verifica-se que a sua redução está mais relacionada ao aumento do trabalho de compressão devido ao aumento da temperatura de condensação.

De uma maneira geral, verifica-se que tanto o COP_{refri} quanto o COP_{aquec} da instalação, parecem ser influenciados pelos mesmos fatores. Neste caso, os efeitos mais pronunciados, foram o da temperatura inicial da água quente e, o da temperatura inicial da água do banco de gelo. A vazão de água no condensador nos dois casos, não apresentou efeito significativo sobre o COP da instalação, tanto do ponto de vista estatístico, como do ponto de vista geral. Talvez, por se estar analisando um valor médio do COP para o tempo total de operação.

Com base nestes dados, verifica-se existir a evidência de que o COP da bomba de calor “B1” é melhor trabalhando-se com a temperatura inicial da água do banco de gelo a $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e, com a temperatura do tanque de água quente igual a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, indiferente da vazão de água no condensador.

Não foram obtidos parâmetros suficientes, para fixar um limite inferior para a temperatura inicial do tanque de água quente, de maneira a se manter o COP crescente. No entanto, ensaios realizados para temperaturas relativamente baixas, resultaram, em certas condições, em problemas operacionais. Em dois ensaios com a bomba de calor “B3”, com

temperaturas iniciais do tanque de água quente, respectivamente, de 10 e 17 °C e, com baixa vazão de água no evaporador, foram detectados problemas com retorno de líquido para o compressor, evidenciado pelo congelamento do cárter, devido ao sub-resfriamento excessivo do fluido refrigerante na saída do condensador e baixa carga térmica no evaporador.

Os valores de consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para as duas repetições dos ensaios com a bomba de calor “B3” são mostrados nas Tabelas 1 a 4 do Apêndice E. Os valores médios de consumo de gás natural para os ensaios variaram entre 1,06 e 1,142 m³/h.

Nas Tabelas 5 a 8 do Apêndice E são mostrados os valores de temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para as duas repetições dos ensaios com a bomba de calor “B3”. Para os ensaios iniciados com a menor temperatura (ensaios 1, 2, 3, 4, 9, 10, 11 e 12) os valores médios finais da temperatura do tanque de água quente variaram entre 57,2 e 62 °C, para os ensaios iniciados com a maior temperatura, os valores variaram entre 60,5 e 64,3 °C.

Nas Tabelas 9 a 12 do Apêndice E são mostrados os valores de temperatura do tanque de solução água-álcool em relação ao tempo de operação para as duas repetições dos ensaios com a bomba de calor “B3”. Para os ensaios iniciados com a menor temperatura da solução água-álcool (ensaios 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 e 8), os valores médios finais de temperatura variaram entre -8,8 e -10 °C e, entre -5,9 e -7,4 °C para os ensaios iniciados com a maior temperatura.

Na Tabela 58 são mostrados os valores médios de carga térmica, para resfriamento e aquecimento, para os ensaios com a bomba de calor “B3”. A Tabela 59 mostra os valores do consumo total de gás natural para os ensaios com a bomba de “B3”. O consumo médio geral foi 4,5% maior que o valor obtido para a bomba de calor “B1”.

Com base na Tabela 58, verifica-se que a carga térmica produzida, tanto para aquecimento, como para resfriamento, foi maior para os ensaios que foram iniciados com a maior temperatura do tanque de solução. O valor médio geral da carga térmica total produzida foi 12% menor que o obtido para a bomba de calor “B1”.

Na Tabela 60 são mostrados os resultados do COP da instalação para resfriamento (COP_{resfr}) para os ensaios fatoriais 2⁴ da bomba de calor “B3”.

Tabela 58. Valores médios de carga térmica dos ensaios com a bomba de calor “B3”.

Ensaio	Qresfri [kJ]	Qaquec [kJ]
1	45236	75968
2	47156	80428
3	44382	82405
4	46089	80503
5	42462	73525
6	44169	74150
7	43742	76648
8	46089	77375
9	53131	81980
10	55265	87000
11	54625	80623
12	56118	85660
13	50997	79275
14	52491	81050
15	53558	77375
16	55905	81900
Média Geral	49464	79741

Tabela 59. Valores do consumo total de gás natural dos ensaios com a bomba de calor “B3”.

Ensaio	Consumo de gás natural [m3/h]		
	Repetição 1	Repetição 2	Média
1	5,913	5,341	5,627
2	5,661	5,239	5,450
3	5,560	5,499	5,529
4	5,565	5,544	5,554
5	5,474	5,471	5,473
6	5,481	5,389	5,435
7	5,442	5,162	5,302
8	5,577	5,841	5,709
9	5,889	5,519	5,704
10	5,556	5,567	5,562
11	5,282	5,282	5,282
12	5,510	5,364	5,437
13	5,495	5,660	5,577
14	5,543	5,640	5,592
15	5,232	5,578	5,405
16	5,375	5,469	5,422
Média Geral	5,535	5,473	5,504

Tabela 60. Valores do COP_{resfri} da instalação, para os ensaios fatoriais 2⁴ da bomba de calor “B3”.

Ensaio	Fator 1	Fator 2	Fator 3	Fator 4	COPresfri (1)	COPresfri (2)	Média
1	-	-	-	-	0,222	0,219	0,220
2	+	-	-	-	0,230	0,246	0,238
3	-	+	-	-	0,221	0,219	0,220
4	+	+	-	-	0,227	0,228	0,228
5	-	-	+	-	0,212	0,214	0,213
6	+	-	+	-	0,229	0,217	0,223
7	-	+	+	-	0,222	0,231	0,226
8	+	+	+	-	0,229	0,214	0,222
9	-	-	-	+	0,258	0,252	0,255
10	+	-	-	+	0,272	0,273	0,273
11	-	+	-	+	0,277	0,290	0,284
12	+	+	-	+	0,274	0,292	0,283
13	-	-	+	+	0,247	0,254	0,251
14	+	-	+	+	0,258	0,257	0,258
15	-	+	+	+	0,284	0,260	0,272
16	+	+	+	+	0,290	0,276	0,283
Média Geral					0,247	0,246	0,247

A Tabela 61 mostra os resultados dos efeitos para os fatores envolvidos no planejamento fatorial 2⁴ da bomba de calor “B3” sobre o COP da instalação para resfriamento.

O valor mínimo significativo foi de 0,012 para o intervalo de confiança de 95% e, de 0,010 para o intervalo de confiança de 90%. Conforme mostra a Tabela 61, todos os efeitos principais se mostraram significativos a 95%, assim, também, a 90% de confiança.

Entre as interações de 2 fatores, a única interação significativa a 95% de confiança foi entre a vazão de água no condensador e a temperatura inicial da solução. Para este intervalo de confiança, as interações de 3 e 4 fatores não se mostraram significativas.

Para o intervalo de confiança de 90%, houve a validação dos efeitos das interações entre a vazão de solução no evaporador e a vazão de água no condensador e da vazão de água no condensador com a temperatura inicial da água quente. Para as demais interações, mesmo a 90% de confiança, seus efeitos não foram considerados significativos, devido a serem menores que o próprio erro.

Foram positivos os efeitos dos fatores principais: vazão de solução no evaporador, vazão de água no condensador e temperatura da solução. Isto demonstra que trabalhando-se

com vazões maiores no evaporador e no condensador e, com a temperatura inicial do tanque de solução maior, a tendência é de se obter um melhor valor do COP para resfriamento.

Tabela 61. Valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento 2⁴ da bomba de calor “B3” sobre o COP_{resfri} da instalação.

Média global:	0,247 ± 0,003
Efeitos principais:	
1 (Vazão de solução no evaporador)	0,008 ± 0,006
2 (Vazão de água no condensador)	0,011 ± 0,006
3 (Temperatura inicial do tanque de água quente)	-0,007 ± 0,006
4 (Temperatura inicial da solução água-álcool)	0,046 ± 0,006
Interações entre 2 fatores:	
12	-0,005 ± 0,006
13	-0,002 ± 0,006
14	0,001 ± 0,006
23	0,004 ± 0,006
24	0,010 ± 0,006
34	-0,001 ± 0,006
Interações entre 3 fatores	
123	0,002 ± 0,006
124	0,001 ± 0,006
134	0,003 ± 0,006
234	-0,002 ± 0,006
Interações entre 4 fatores	
1234	0,003 ± 0,006

Para a temperatura inicial do tanque de água quente o efeito foi negativo, mostrando que a tendência é de se obter um valor menor de COP para resfriamento, trabalhando-se com uma temperatura inicial maior da água quente.

O fato de ter havido interação significativa entre a vazão de água no condensador e a temperatura inicial da solução, mostra haver influência de um fator sobre a resposta do outro e vice-versa. Da mesma forma para a interação entre vazão de água no condensador e a temperatura inicial do tanque de água quente.

No caso da interação entre a vazão de água no condensador e a temperatura inicial do tanque de solução água-álcool, sendo a mesma positiva, tem-se a evidência que a combinação dos níveis superiores dos dois fatores implicou em um aumento no COP_{resfri} . Ou seja, a maior vazão de água no condensador favoreceu um COP_{resfri} maior quando se trabalhou com a maior temperatura da solução.

Para a interação entre a vazão de solução no evaporador e a vazão de água no condensador, verifica-se que o valor foi negativo, evidenciando que a menor vazão de água no condensador influenciou negativamente os resultados obtidos para a maior vazão de solução no evaporador. Ou seja, implicou na redução do efeito positivo da maior vazão de solução no evaporador sobre o COP_{resfri} .

Fazendo a mesma análise para a interação entre a vazão de água no condensador e a temperatura inicial do tanque de água quente, sendo positivo o efeito desta interação e, sendo negativo o efeito da maior temperatura do tanque de água quente, verifica-se que a maior vazão de água no condensador ajudou a reduzir o efeito negativo sobre o COP_{resfri} da instalação quando se trabalhou com a maior temperatura inicial da água do tanque quente. Dos ensaios realizados com a maior temperatura inicial do tanque quente, os quais onde se trabalhou com a maior vazão de água quente no condensador, comparativamente, foram os que apresentaram melhores resultados para o COP_{resfri} .

Para o caso do COP_{resfri} verifica-se que os efeitos mais pronunciados foram, em primeiro lugar, a temperatura da solução água-álcool e depois, a vazão de água no condensador, sendo ambos positivos. A temperatura da solução água-álcool foi o fator que apresentou o maior efeito. Isto foi devido ao fato do aumento na temperatura de evaporação implicar no aumento da capacidade frigorífica do compressor, aumentando o calor retirado e assim, o COP_{resfri} .

A maior vazão de água no condensador propicia uma melhor condensação do fluido refrigerante e também, tem-se a redução da temperatura da água na saída do condensador, implicando em uma temperatura de condensação relativamente menor durante o processo,

principalmente no início, reduzindo assim o trabalho do compressor, favorecendo o aumento do COP_{resfri}.

A Tabela 62 mostra os valores do COP da instalação para aquecimento (COP_{aquec}) para os ensaios fatoriais 2⁴ da bomba de calor “B3”.

Tabela 62. Valores do COP_{aquec} da instalação para os ensaios fatoriais 2⁴ da bomba de calor “B3”.

Ensaio	Fator 1	Fator 2	Fator 3	Fator 4	COPaquec (1)	COPaquec (2)	Média
1	-	-	-	-	0,360	0,382	0,371
2	+	-	-	-	0,409	0,401	0,405
3	-	+	-	-	0,414	0,404	0,409
4	+	+	-	-	0,398	0,397	0,398
5	-	-	+	-	0,368	0,369	0,369
6	+	-	+	-	0,372	0,377	0,374
7	-	+	+	-	0,368	0,410	0,389
8	+	+	+	-	0,372	0,371	0,372
9	-	-	-	+	0,382	0,407	0,395
10	+	-	-	+	0,446	0,412	0,429
11	-	+	-	+	0,424	0,414	0,419
12	+	+	-	+	0,437	0,427	0,432
13	-	-	+	+	0,396	0,384	0,390
14	+	-	+	+	0,407	0,389	0,398
15	-	+	+	+	0,402	0,384	0,393
16	+	+	+	+	0,416	0,412	0,414
Média Geral					0,398	0,396	0,397

Na Tabela 63 tem-se os resultados dos efeitos para os fatores envolvidos no planejamento fatorial 2⁴ da bomba de calor “B3” sobre o COP da instalação para aquecimento.

Para um intervalo de confiança de 95%, o valor mínimo significativo encontrado foi de 0,019. Para o intervalo de confiança de 90% o valor mínimo significativo encontrado para validar o efeito de um fator, foi de 0,016.

Para o intervalo de confiança de 95%, observa-se na Tabela 63, que todos os efeitos dos fatores principais foram significativos. Desta maneira, foram também significativos para o intervalo de confiança de 90% de probabilidade.

Tabela 63. Valores dos efeitos calculados para os fatores envolvidos no planejamento 2⁴ da bomba de calor “B3” sobre o COP_{aquec} da instalação.

Média global:	0,397 ± 0,005
Efeitos principais:	
1 (Vazão de solução no evaporador)	0,011 ± 0,009
2 (Vazão de água no condensador)	0,012 ± 0,009
3 (Temperatura inicial do tanque de água quente)	-0,020 ± 0,009
4 (Temperatura inicial da solução água-álcool)	0,023 ± 0,009
Interações entre 2 fatores:	
12	-0,009 ± 0,009
13	-0,007 ± 0,009
14	0,008 ± 0,009
23	-0,003 ± 0,009
24	0,000 ± 0,009
34	0,000 ± 0,009
Interações entre 3 fatores	
123	0,007 ± 0,009
124	0,008 ± 0,009
134	0,002 ± 0,009
234	0,001 ± 0,009
Interações entre 4 fatores	
1234	0,002 ± 0,009

Para as interações, apenas a interação entre a vazão de solução no evaporador e a vazão de água no condensador se mostrou significativa para o intervalo de confiança de 95%.

Para o intervalo de confiança de 90%, também foram significativas as interações entre os fatores: vazão de solução no evaporador com a temperatura do tanque de água quente e, vazão de água no condensador com a temperatura inicial do tanque de solução.

Para as interações de três fatores, no intervalo de confiança de 90%, foram consideradas significativas as interações dos fatores vazão de solução no evaporador e vazão

de água no condensador com a temperatura inicial do tanque de água quente (123) e, com a temperatura inicial do tanque de solução (124).

As demais interações foram consideradas não significativas, mesmo para o intervalo de confiança de 90%, pois conforme pode ser observado na Tabela 63, os valores destas interações foram menores que o próprio erro.

A não ser para a temperatura inicial do tanque de água quente, para os demais fatores principais, os efeitos obtidos foram todos positivos. Demonstrando que o aumento no valor destes fatores contribui para a melhoria do COP_{aquec} da instalação.

Na combinação de dois fatores, verifica-se uma interação negativa da vazão de solução no evaporador com os fatores vazão de água no condensador e temperatura inicial do tanque de água quente. O que demonstra, como o valor do efeito da vazão de solução no evaporador foi positivo, que o nível superior do fator temperatura inicial do tanque de água quente e o nível inferior do fator vazão de água no condensador atuaram negativamente sobre a resposta, reduzindo o efeito positivo gerado sobre o COP_{aquec} .

A interação positiva entre a temperatura inicial da solução e a vazão de solução no evaporador, mostra que o maior nível destes fatores interferiu positivamente sobre a resposta de cada um dos fatores (efeito sobre o COP_{aquec}).

Na combinação de três fatores, a interação positiva entre os fatores vazão de solução no evaporador (1) com a vazão de água no condensador (2) e a temperatura do tanque e água quente (3), mostrou que o nível superior dos fatores 1 e 2 atuou no sentido de reduzir o valor negativo do efeito principal do fator 3, quando trabalhou-se com o seu nível superior.

A interação positiva entre os fatores vazão de solução no evaporador (1) com a vazão de água no condensador (2) e a temperatura inicial da solução (4), mostrou que o nível superior destes fatores teve influência positiva sobre os valores dos efeitos para cada um dos fatores principais sobre o COP_{aquec} .

Os efeitos mais pronunciados sobre o COP_{aquec} foram a temperatura inicial da água quente e a temperatura inicial da solução. O valor absoluto dos dois efeitos foi semelhante, mostrando que os dois fatores exercem, praticamente, o mesmo grau de influência sobre o COP. No entanto, o efeito do aumento da temperatura inicial do tanque de água quente foi negativo, enquanto, que o efeito do aumento da temperatura inicial do tanque de solução foi positivo.

Conforme ocorreu para o COP_{refri} , a maior temperatura inicial da solução implicou numa maior temperatura de evaporação e assim, favorecendo o aumento da capacidade frigorífica do compressor. Com o aumento do calor retirado no evaporador, teve-se em consequência, um aumento na quantidade de calor rejeitado no condensador, conforme mostrado na Tabela 58. Por isso, houve um aumento do COP_{aquec} .

O efeito negativo da temperatura inicial do tanque de água quente é atribuído ao aumento do trabalho de compressão devido ao aumento da temperatura de condensação. Isto também ocorreu para o COP_{refri} , no entanto, a magnitude do efeito, aparentemente pareceu ser menor, devido aos valores dos coeficientes de desempenho para resfriamento também serem menores, comparados aos valores para aquecimento.

Conforme verificado para a bomba de calor “B3”, com base na análise estatística, para as condições de operação com a maior temperatura inicial do tanque de solução, a menor temperatura inicial do tanque de água quente e, com as maiores vazões de solução e água nos trocadores de calor (evaporador e condensador) o desempenho apresentado foi melhor.

5.4. Comentários gerais sobre os resultados dos testes com as bombas de calor “B1” e “B3” e resultados estimados com a aplicação das medidas de otimização

Interessantemente, os valores de COP apresentados pela bomba de calor “B1” para 5 horas de operação foram superiores aos obtidos com a bomba de calor “B3”. O inverso do ocorrido com para as condições nominais de operação. Analisando os valores médios gerais dos coeficientes de desempenho obtidos nos ensaios, verifica-se que os valores apresentados para a bomba de calor “B1” foram maiores, cerca de 24,3% para resfriamento e, para aquecimento, cerca de 15,9%. Isto se explica, sem dúvida, pelo melhor desempenho do banco de gelo, por se trabalhar com uma espessura final de gelo menor. Este fato reforça os argumentos da necessidade de otimização do banco de gelo para a melhoria do coeficiente de desempenho da bomba de calor “B1”.

Conforme constatado nos testes alternando as condições iniciais de operação, a melhor condição de operação para a bomba de calor “B1”, com a temperatura inicial da água do banco

de gelo igual a 1 °C e, com a temperatura inicial do tanque de água quente igual 20 °C, corresponde as condições do ensaio 1, para o qual inclusive, se obteve o melhor COP.

Assim, ajustando-se para o ensaio 1, a equação para a curva do tempo de operação em função do diâmetro de gelo (Figura 76) e, entrando-se na equação ajustada com diâmetro de gelo de 77 mm, correspondente a massa de gelo a ser acumulada para resfriamento do leite, resultou numa estimativa de tempo, de 368 minutos (6,13 horas). Neste caso, considerando a estimativa obtida, com as melhores condições de operação, seria possível reduzir o tempo de operação da bomba de calor “B1” em 3,87 horas, devido à melhoria do coeficiente de desempenho da bomba de calor.

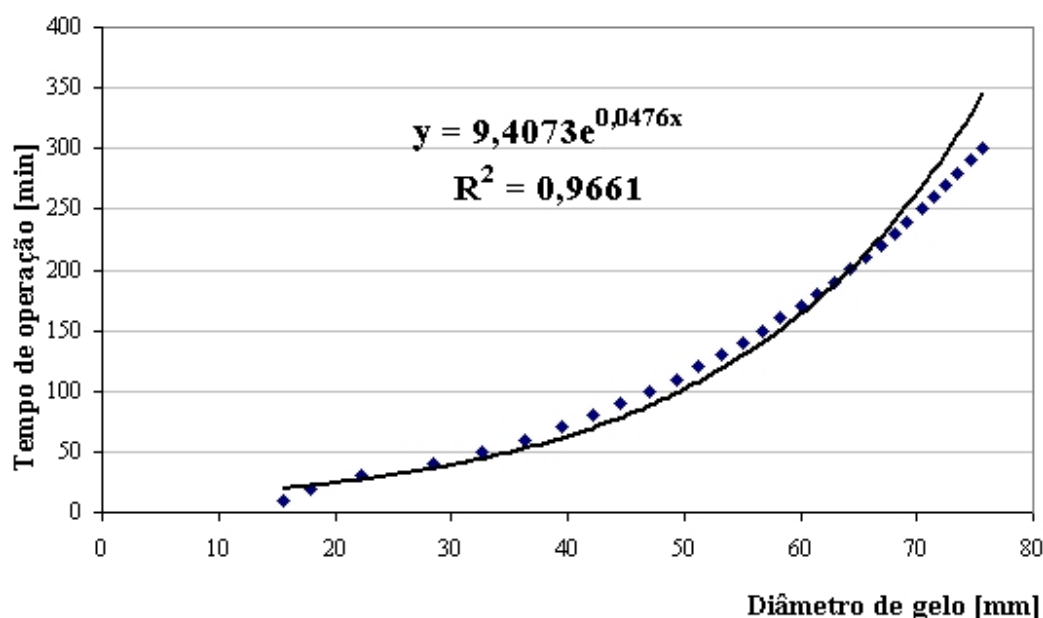


Figura 76. Curva do tempo de operação em função do diâmetro de gelo para o ensaio 1 da bomba de calor “B1”.

Considerando-se o consumo médio horário obtido no ensaio 1 de 1,033 m³/h, resultaria num consumo total de 6,33 m³ para as 6,13 horas de operação. Assim, comparado ao resultado obtido para o ensaio nominal, onde o consumo médio horário havia sido de 1,145 m³/h, resultando num consumo total de 11,45 m³ para 10 horas de operação, a redução no consumo de gás devido à redução no tempo de operação alcançada pela otimização das condições iniciais seria de 44,72%.

Para a avaliação da quantidade de calor rejeitado pelo sistema para aquecimento de água, para as 6,33 horas de operação, considerando a relação COP_{aquec}/COP_{resfri} como sendo a relação entre o calor rejeitado para o tanque quente e o calor retirado do tanque frio. Sendo esta relação de 1,44 para o ensaio 1, multiplicando-se este valor pelo calor retirado do banco de gelo para a formação do diâmetro de 77 mm, sendo de aproximadamente 74437 kJ, resultaria em 107189 kJ de calor rejeitado para o tanque quente. Considerando, o tanque de 1000 litros e o calor específico da água de 4,187 kJ/kgK, com a temperatura inicial do tanque de 20 °C, a temperatura final atingida com a quantidade de calor rejeitado seria de aproximadamente de 46 °C. Assim, neste caso, para que fosse atingida a temperatura de 60 °C, o volume de água do tanque teria que ser reduzido para 650 litros.

Além do aumento da eficiência da bomba de calor devido à mudança das condições iniciais de operação, tem-se ainda a questão do evaporador da bomba de calor “B1”. Pois, conforme verificado nos dados de eficiência para os ensaios nominais e depois confirmado nos ensaios, alternando as condições de operação, o diâmetro máximo de gelo para o qual o evaporador foi dimensionado é muito grande, implicando em uma baixa troca térmica no final do processo, prejudicando o coeficiente de desempenho. Mostrando uma necessidade de otimização deste trocador.

A otimização esta ligada à redução do diâmetro de gelo (espessura) para assim, reduzir os efeitos negativos sobre a troca de calor. Assim, tendo em vista que o comportamento para o diâmetro de gelo previsto pelo modelo empregado no dimensionamento do evaporador da bomba de calor “B1” mostrou uma boa similaridade com os dados medidos, conforme foi mostrado na Figura 38, utilizou-se este mesmo modelo para redimensionar o evaporador, utilizando-se para a serpentina, um novo comprimento, de 90 m, o dobro do comprimento inicialmente utilizado. Neste caso, para acondicionar o novo evaporador, considerou-se a utilização de um tanque de 1000 litros. Considerou-se também, a temperatura inicial da água do banco de gelo igual a 1°C.

Conforme os resultados obtidos para o redimensionamento, utilizando-se um evaporador com uma serpentina de 90 metros de comprimento, ao invés de 45 m, a bomba de calor “B1” conseguiria produzir a carga térmica necessária para o resfriamento do leite em cerca de 5,2 horas de operação. Neste caso, o diâmetro máximo atingido pelo gelo seria de 60,90 mm e a carga térmica estocada no tanque seria de 76330 kJ. A Figura 77 mostra a curva

do comportamento do diâmetro de gelo para o banco de gelo redimensionado, segundo o modelo.

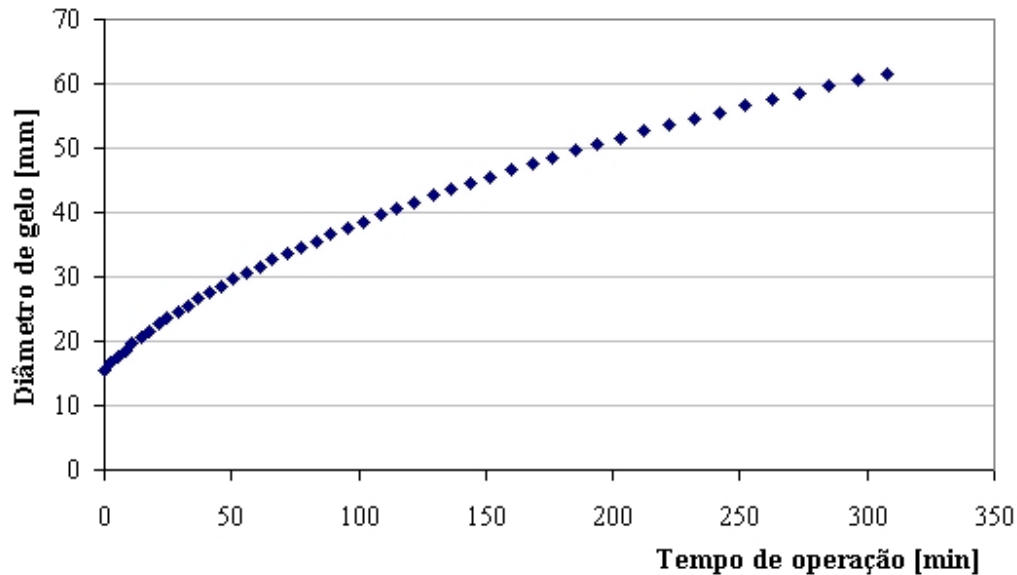


Figura 77. Comportamento segundo o modelo, do diâmetro de gelo formado em relação ao tempo de operação, para o evaporador redimensionado.

Multiplicando-se o valor do calor do banco de gelo redimensionado pela relação entre o calor estocado nos reservatórios térmicos para o ensaio 1, de 1,44, resultaria em um valor de 109915 kJ de calor para aquecimento de água. Considerando esta quantidade de calor para o volume de água de 650 litros de água, resultaria, para uma temperatura inicial de 20 °C, em uma temperatura final em torno de 60,4 °C.

Considerando a média de consumo de gás de 1,033 m³/h obtida para o ensaio 1, o consumo total para 5,2 horas de operação seria de 5,37 m³. Uma redução de 53,10% comparada a situação sem otimização e, de 15,16% comparada a situação de otimização dos parâmetros iniciais de operação.

Aplicando-se então o cálculo do COP para estes valores, resultaria em um COP_{resfri} de 0,392 e um COP_{aquec} de 0,565. Valores um pouco superiores aos obtidos para o ensaio 1, devido a soma do fator relacionado a melhoria do evaporador.

Considerando a relação de 1,85 entre o consumo de gás natural e biogás, teria-se para a situação otimizada, um consumo por ciclo de termo-acumulação (5,2 horas de operação), de aproximadamente 9,93 m³ de biogás, resultando em um consumo diário de máximo de 20 m³ de biogás. O consumo diário estimado inicialmente foi de 38 m³, considerando 10 horas de operação em cada ciclo.

O consumo médio de biogás por unidade de energia estocada nos reservatórios térmicos ao fim de cada ciclo, considerando a situação otimizada, seria de 0,131 m³/MJ para resfriamento e, para aquecimento de 0,090 m³/MJ. Para os ensaios nominais com a bomba de calor “B1”, os valores foram de 0,305 m³/MJ para resfriamento e 0,137 m³/MJ para aquecimento. Para os ensaios com a bomba de calor “B3” nas condições nominais de operação os valores médios de consumo de biogás por unidade de energia térmica estocada, foram de 0,187 m³/MJ para resfriamento e 0,118 m³/MJ para aquecimento.

Para a bomba de calor “B3”, conforme os resultados obtidos nos ensaios alternando as condições de iniciais de operação, verificou-se que o COP é melhor, trabalhando-se com temperatura inicial do tanque de água quente também a 20 °C, com a vazão de solução no evaporador de 2000 L/h, com a vazão de água no condensador de 2100 L/h e, com temperatura inicial do tanque de solução de 6 °C. Mas, por questões operacionais ligadas à temperatura mínima necessária do leite resfriado, a maior temperatura do tanque de solução deve ser de 3,5 °C. No entanto, os resultados mostraram que temperaturas iniciais inferiores a 3,5 °C implicam negativamente sobre o COP.

Como os ensaios nominais com a bomba de calor “B3” já foram realizados com as maiores vazões nos trocadores de calor e também, já sendo utilizada uma temperatura do tanque de solução coerente com o rendimento e adequada ao processo. A única novidade mostrada pelos ensaios alternando as condições de operação, foi uma pequena influência da temperatura inicial do tanque de água quente.

Analisando os dados para os ensaios com a bomba de calor “B3”, verifica-se ter havido uma pequena melhora do COP para os ensaios iniciados com menor temperatura do tanque quente, cerca 2,49% para resfriamento e 5,25% para aquecimento.

Para as condições iniciais de operação, tendo em vista as condições nominais de projeto, a bomba de calor “B3” já se mostrou bastante eficiente, também em relação aos

resultados obtidos nos ensaios. A única mudança nas condições de operação, seria adotar a temperatura de 20 °C para a condição inicial do tanque quente.

O fator de melhoria da bomba de calor “B3” detectado com base nos ensaios nominais, esteve relacionado à adequação do tempo de operação. Pois foi verificado, que para o tempo de operação de 10 horas, a bomba de calor produzia o dobro da carga térmica necessária.

Assim, considerando a redução do tempo de operação para 5 horas, conforme a análise realizada para o ensaio nominal, a temperatura mínima atingida pela solução seria de -5 °C. O que, estimando para um volume de solução de 2000 litros, resultaria em uma quantidade de 72548 kJ de calor estocado, suficiente para resfriar o volume de leite da maior ordenha.

Multiplicando-se este valor de carga térmica para resfriamento pelo valor médio da relação entre a quantidade de calor rejeitado e quantidade de calor retirado de 1,59, obtido nos ensaios nominais com a bomba de calor “B3”, resulta numa estimativa de 115351 kJ de calor rejeitado. Considerando também, a utilização de um volume de água de 650 litros e, uma temperatura inicial de 20 °C, a temperatura final da água seria de 62 °C.

Considerando esta redução no tempo de operação, o consumo total de gás natural de 10,9 m³ por ciclo, previsto para 10 horas de operação, seria reduzido pela metade, cerca de 5,45 m³. Considerando a relação de 1,85 entre consumo de gás natural e de biogás, a estimativa para o consumo de biogás seria de 10,08 m³ por ciclo, 20,2 m³ por dia. O consumo de biogás por unidade de energia térmica seria de 0,138 m³/MJ para resfriamento e de 0,087 m³/MJ para aquecimento, bastante semelhante aos valores estimados para a bomba de calor “B1”.

5.5. Resultados do estudo de caso

Na Figura 78 é apresentada a curva de demanda acumulada dos equipamentos avaliados na Granja Leiteira. Pode-se verificar a significativa representação do Aquecedor Elétrico de Passagem na demanda entre as 8:00 e 18:00 horas, representando valores mínimos de 37,5% e máximos de 75% da demanda total para o período avaliado (Potência nominal de 45 kW). O sistema de refrigeração do banco de gelo, apesar de representar 23,01% do

consumo total de energia elétrica (maior consumo), neste mesmo período, representa valores entre 8,75% e 17,5% da demanda total (potência média de 10,5 kW).

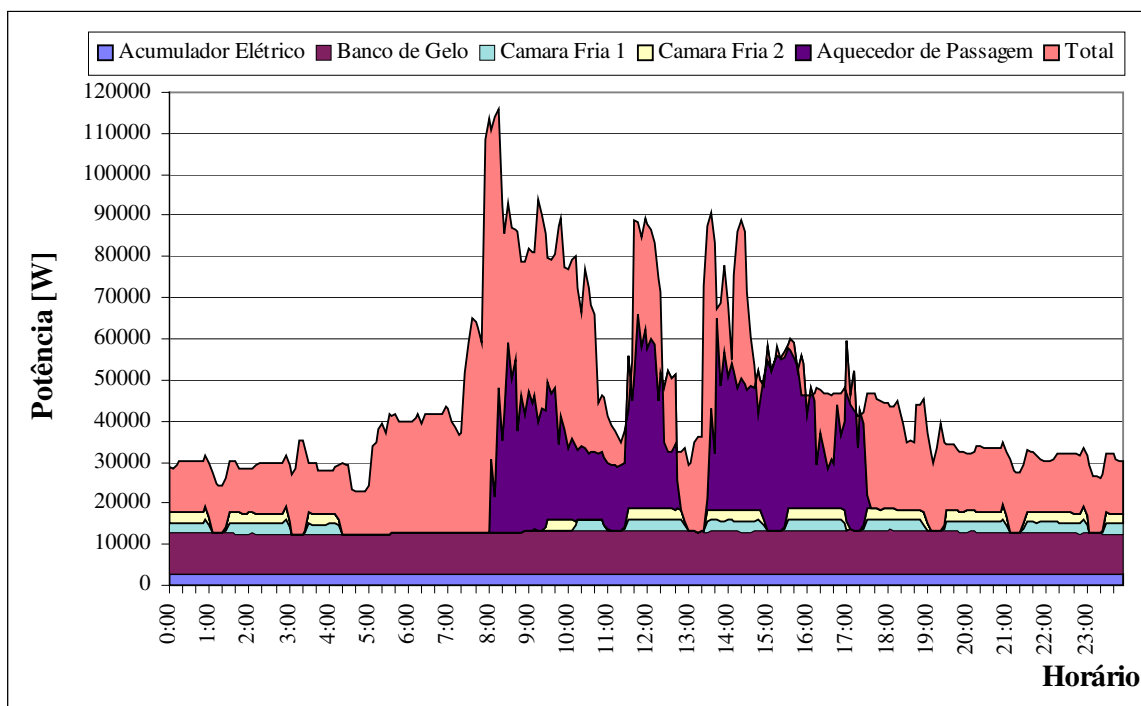


Figura 78. Curva de demanda acumulada para a Granja Leiteira levantada.

Conforme mostra a Figura 79, o consumo de energia nos processo de aquecimento e resfriamento representa mais de 50% do consumo total de energia da Granja Leiteira. O banco de gelo utilizado para o resfriamento rápido do leite consome 23% e, o aquecedor de água de higienização, 6,19% da energia total. Verifica-se também, que o consumo de energia para aquecimento de água para pasteurização é bastante significativo, representando 16% do consumo total da planta.

Diante dos dados levantados, pode-se verificar que cerca de 30,04% do consumo de energia elétrica provêm de equipamentos aplicados na geração de energia térmica na forma de “frio” (resfriamento e estocagem frigorificada) e, cerca de 22,28% provêm de equipamentos aplicados na geração de energia térmica na forma de “calor” (aquecimento de água), conforme apresentado na Figura 80.

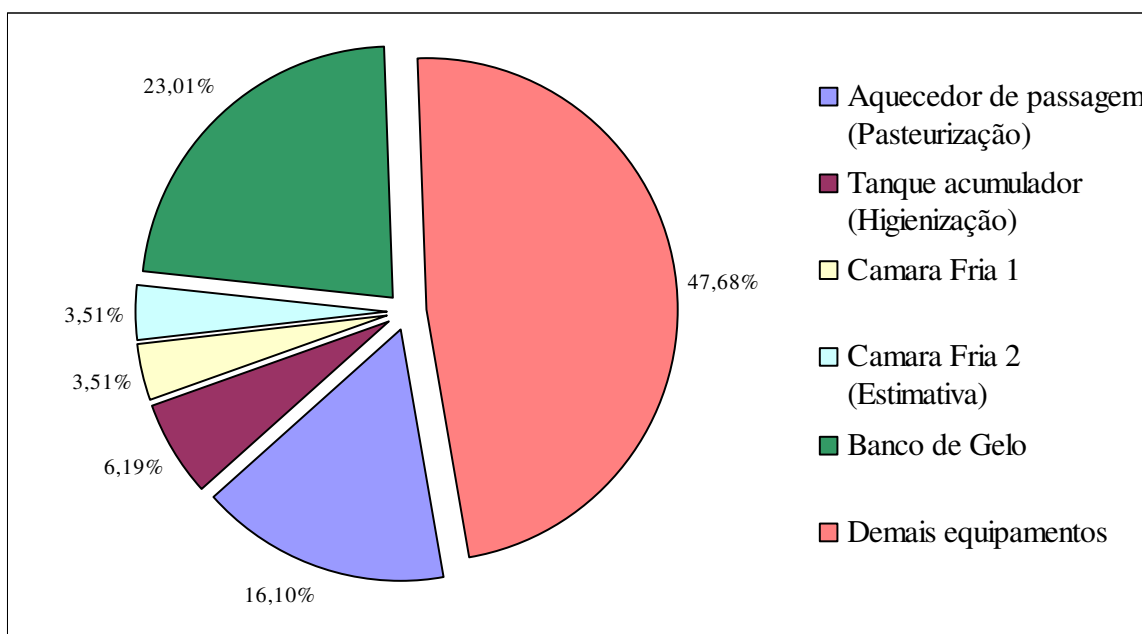


Figura 79. Distribuição do consumo de energia por uso final na Granja Leiteira estudada.

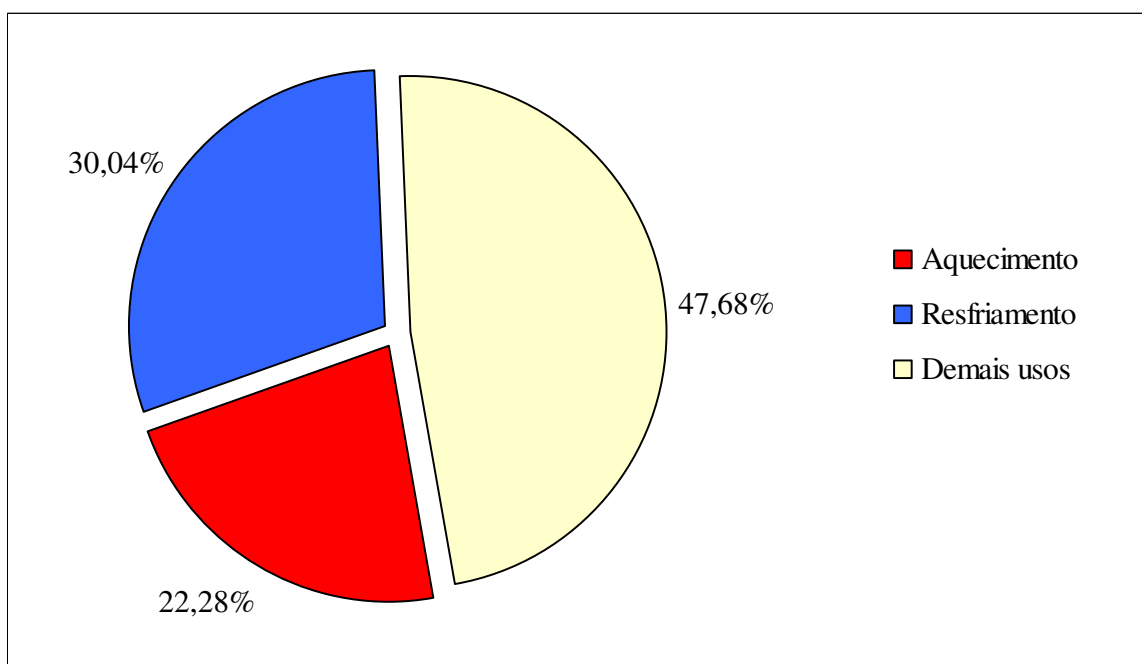


Figura 80. Representatividade percentual do consumo de energia elétrica dos processos de aquecimento e resfriamento.

O restante do consumo de energia elétrica, 47,68%, refere-se aos demais equipamentos empregados no processo produtivo do leite, como: unidade condensadora (Tanque de leite

refrigerado); motores elétricos das bombas de vácuo (Ordenhadeira); motor elétrico do homogeneizador (Homogeneização); Compressor e Máquina de Envasamento; motores elétricos dos ventiladores (Ventilação); Iluminação; Bombas de circulação de leite; Bombas d'água ; Escritório ; dentre outros.

Na tabela 64 tem-se o custo da energia para as atividades mostradas no gráfico da Figura 79, apurado com base nas medições realizadas e no custo da energia elétrica obtido da conta de energia da Granja Leiteira.

Tabela 64. Custo da energia por uso final na Granja Leiteira estudada.

Processo/Atividade		Demanda	Consumo Mensal	Custo [R\$/mês]	% Total
Energia Elétrica <i>Demanda [kW]</i> <i>Consumo [MWh]</i>	Resfriamento do leite	10,8	7,350	801,791	19,80
	Aquecimento de água (Higienização)	2,8	1,975	214,595	5,30
	Pasteurização (Aquecimento)	47,2	5,140	886,837	21,90
	Estocagem Frigorificada de leite	6,8	2,244	273,574	6,76
	Outros usos	48,2	15,222	1.872,979	46,25
TOTAL				4.049,775	100,00

Verifica-se que em termos de custo, o resfriamento rápido do leite e o aquecimento de água para limpeza consomem mensalmente R\$ 1.016,00 (25,1% do total gasto).

Com relação ao consumo de água quente para limpeza, o consumo diário informado pelo funcionário responsável pela operação da planta de processamento da Granja Leiteira, foi de 2 mil litros.

Assim, o fato da otimização das bombas de calor, implicar numa redução do volume de água produzido para 650 litros por ciclo, não traria problemas com relação ao atendimento da demanda de água quente para limpeza. Pois conforme apurado no estudo de caso, a relação entre o volume de água quente utilizada e o volume de leite processado foi de 0,5. Considerando o volume de leite para qual a bomba de calor foi dimensionada sendo, de 600 litros para a maior ordenha e 400 litros para a menor ordenha, resultaria numa relação entre 1,08 e 1,5 litros de água quente por litro de leite. Neste caso, tem-se até uma certa folga, podendo ser aproveitado o excedente de água quente em outros processos, até mesmo na água

de mistura do biodigestor, ajudando a melhorar o processo de biodigestão e produção de biogás.

5.6. Resultados da Avaliação econômica

Conforme dados obtidos com o Departamento de Engenharia Rural da Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias de Jaboticabal, o custo de implantação de um biodigestor para 50 m³/dia de biogás seria da ordem de R\$ 14.200,00. Para o consumo diário estimado para as bombas de calor otimizadas, da ordem de 20 m³, o custo de implantação do biodigestor foi estimado em R\$ 8.000,00. Estimou-se também, um custo anual com operação e manutenção da ordem de 15% do custo de implantação, e mais um custo adicional de R\$ 500,00 com obras e instalações hidráulicas, sem custo anual de operação e manutenção. Considerou-se ainda, um tempo de operação para o biodigestor de 360 dias/ano.

Com estes dados, foram confeccionadas as curvas de custo de biogás mostradas na Figura 81, para vários períodos de retorno, considerando a aplicação de diferentes taxas de juro. O custo do biogás para uma mesma taxa de juro, refere-se ao custo que este precisaria ter para amortizar o capital num determinado período. Em relação aos períodos de amortização e as taxas de juros empregadas, o custo do biogás variou de R\$ 0,03 para a menor taxa de juros e o tempo de retorno de 14 anos, até R\$ 0,236 para a maior taxa e o tempo de retorno de 2 anos.

Na tabela 65 são mostrados os dados de economia da bomba de calor para os cenários considerados, onde é comparada a situação atual (Cenário 1) com a substituição pela bomba de calor com algumas opções de acionamento. Nos Cenários 4 e 5, tendo em vista a vida útil do biodigestor em torno de 15 a 20 anos, utilizou-se o custo do biogás obtido para a taxa de juro de 6% ao ano e o tempo de retorno de 14 anos. Considerou-se uma propriedade com uma produção de leite de 1000 litros/dia, com a utilização da bomba de calor “B1” otimizada, com um tempo diário de 10 horas de operação.

No cálculo dos custos com energia elétrica foi utilizado o valor tarifário fornecido pela Aneel, praticado na região Sudeste, grupo B2 rural. Para o gás natural utilizou-se a tarifa

praticada pela Comgás, segmento pequena cogeração destinada ao consumo próprio, faixa de consumo até 100.000 m³/mês. As tarifas foram acrescidas dos valores de ICMS.

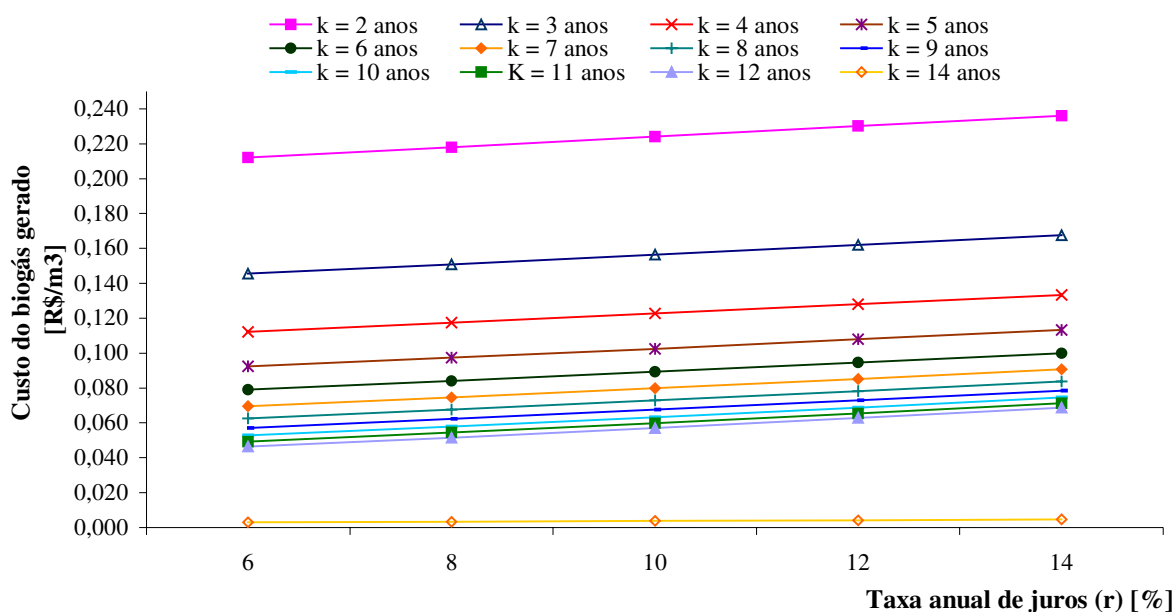


Figura 81. Custo do biogás gerado.

Tabela 65. Comparativo de custo operacional entre o sistema convencional e a bomba de calor otimizada com algumas opções de acionamento.

Cenário		Demanda de energia elétrica	Consumo diário	Consumo mensal	Tarifa (R\$)	Custo mensal total	Potencial de economia
1	Resfriador "Boiler"	5,52 kW 7 kW	22,08 kWh 60 kWh	662,40 kWh 1800 kWh	0,15486/kWh	R\$ 381,33	-
2	Compressor Bomba d'água	2,21 kW 0,600 kW	22,10 kWh 6,0 kWh	663 kWh 180 kWh	0,15486/kWh	R\$ 130,55	65,76%
3	Motor a gás natural Bomba d'água	- 0,600 kW	10,9 m³ 6,0 kWh	327 m³ 180 kWh	0,13419/m³ 0,15486/kWh	R\$ 71,75	81,18%
4	Motor a biogás Bomba d'água	- 0,600 kW	21,14 m³ 6,0 kWh	634,2 m³ 180 kWh	0,03/m³ 0,15486/kWh	R\$ 46,90	87,70%
5	Motor a biogás Bomba d'água	-	27,35 m³	820 m³	0,03/m³	R\$ 24,60	93,55%

Verifica-se, com base nos dados apresentados na Tabela 65, que mesmo acionando a bomba de calor com energia elétrica, com o aproveitamento do calor de condensação para o aquecimento da água de limpeza, já se obteria uma economia de mais de 65%. Este seria o

caso de se adaptar um sistema de resfriamento existente para aproveitamento do calor para aquecimento de água.

Com acionamento a gás natural, verifica-se que a economia obtida seria da ordem de 81,18%. Para o Cenário 4, que representa a condição de operação das bombas de calor testadas, teria-se uma economia mensal de 87,70%. Caso as bombas d'água fossem acionadas também com á biogás, via motor a combustão, a economia gerada poderia chegar a 93,55%.

Comparando os custos de energia para o Cenário 4, verifica-se que o custo da energia elétrica consumida pela bomba d'água foi de R\$ 27,81, enquanto que, o custo do biogás consumido pela bomba de calor foi de apenas R\$ 19,09, ou seja, cerca de 59% do custo mensal para o Cenário 4 é referente ao acionamento da bomba d'água. Isto demonstra a necessidade de se fazer o acionamento das bombas d'água também com biogás, pois nos protótipos montados, as bombas d'água necessitavam de fonte externa de energia elétrica. Este fato, torna-se até um limitante para a instalação da bomba de calor em locais afastados onde não existe energia elétrica.

Na Figura 82 são mostradas as curvas de taxa de retorno do investimento considerando as variações da taxa de juros.

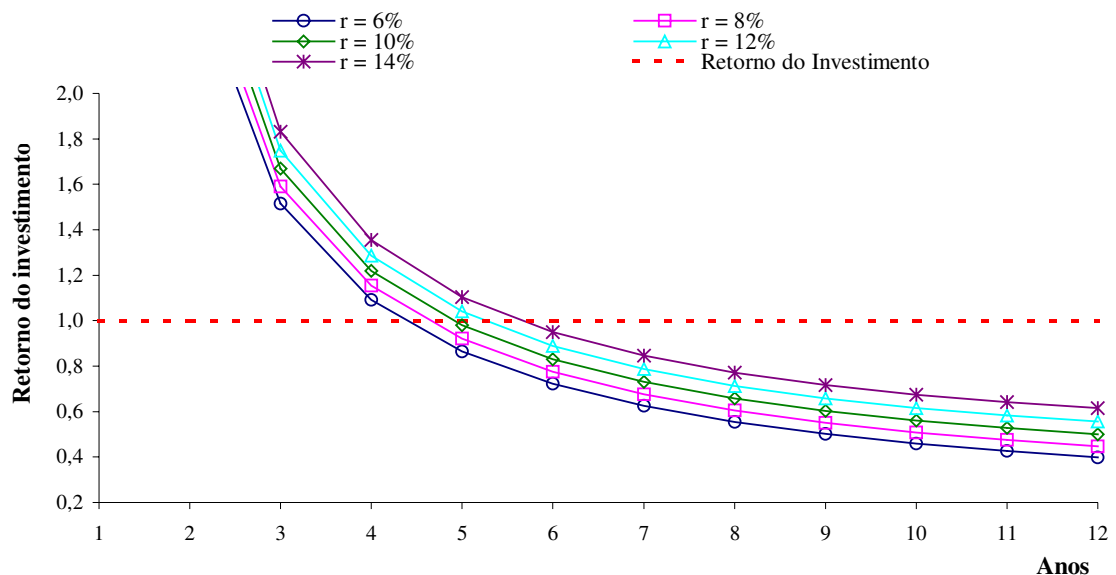


Figura 82. Tempo de retorno de investimento para a bomba de calor acionada a biogás.

O valor do “retorno de investimento” igual a 1, mostra que a economia gerada se igualou ao investimento, ou seja, houve o retorno do capital investido. Desta forma, para taxas anuais de juros variando entre 6 e 14%, o tempo de retorno do investimento se daria entre meados do quarto e do quinto ano, respectivamente.

O custo total da bomba de calor foi estimado em R\$ 16.000,00, sendo a soma dos custos dos equipamentos utilizados na montagem, incluindo reservatórios térmicos e bombas d’água. Não foram computados os custos de montagem e instalação. No entanto, foi considerado na substituição do sistema convencional pela bomba de calor, o aproveitamento dos reservatórios térmicos.

Assim, avaliando o custo de um tanque de resfriamento com expansão direta (equipamento convencional), de mesma capacidade de resfriamento (1000 litros para duas ordenhas), como sendo de R\$ 21.000,00. Onde, este preço é referente ao equipamento completo, composto por reservatório térmico em aço inox e a unidade condensadora. No caso da adoção da bomba de calor, não seria necessário adquirir o tanque com a unidade condensadora, somente o reservatório térmico. No caso da aquisição somente do reservatório térmico, o custo seria de R\$.15.000,00, onde R\$.6.000,00 seriam referentes ao custo da unidade condensadora. Desta forma, devido à substituição do sistema convencional pela bomba de calor, o novo custo da bomba calor seria de R\$.10.000,00 (C_{bcalor}), pois, houve substituição da tecnologia empregada.

As curvas mostradas na Figura 82 consideram o custo da bomba de calor e do biodigestor (custo do biogás). No entanto, há de se considerar também, a situação onde já se possua o biodigestor. Neste caso, o custo do biogás para o investimento na bomba de calor seria zero, e o tempo de retorno conforme mostrado na Figura 83 se daria entre meados do terceiro e do quarto ano.

Desconsiderando-se o custo do biogás, verifica-se haver uma redução de cerca de 12 meses no tempo de retorno do investimento, sendo esta diferença na realidade, o tempo de retorno para o investimento no biodigestor para aplicação com a bomba de calor.

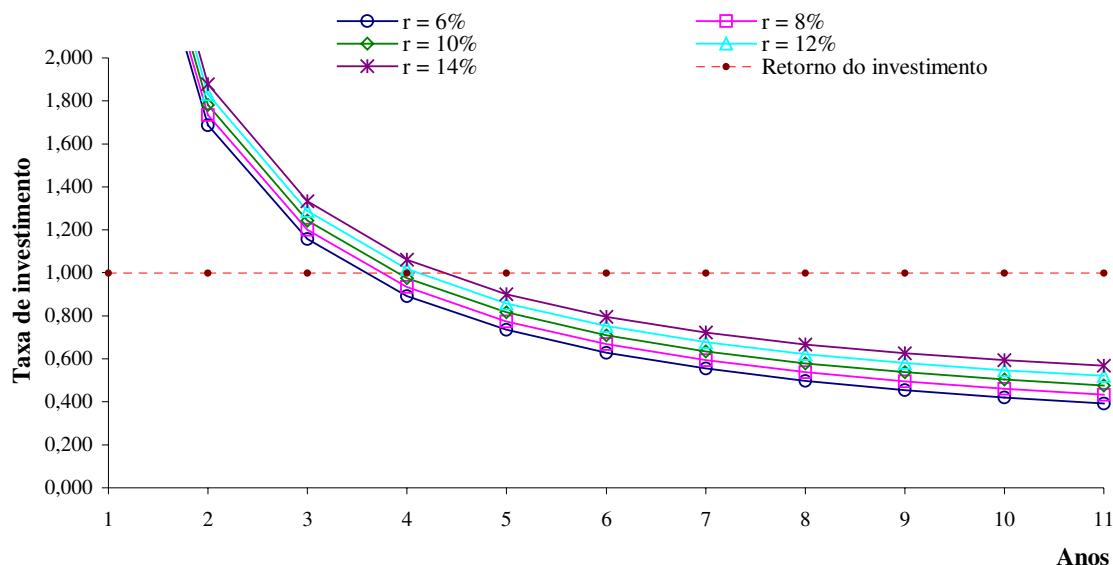


Figura 83. Tempo de retorno de investimento para a bomba de calor acionada a biogás, desconsiderando-se o custo do biogás.

Com relação ao suprimento de matéria orgânica para o biodigestor, com base nos dados apresentados na bibliografia, de aproximadamente 1 m^3 de biogás/dia por animal estabulado, considerando que uma fazenda produtora de leite com uma produção diária de 1000 litros, possui, no mínimo 50 animais confinados, ter-se-ia um potencial de produção diária de 50 m^3 . Sendo o consumo diário das bombas de calor otimizadas, em torno de 20 m^3 , teria-se um excedente de cerca de 60%, permitindo até o aproveitamento via a utilização de um gerador, para acionamento de outros equipamentos do processo, como bombas e ordenhadeira.

A seguir são apresentados alguns resultados estimados para a aplicação da bomba de calor na Granja Leiteira estudada. As considerações realizadas para a Granja Leiteira, foram feitas pensando-se em aproveitar a estrutura existente, para assim, reduzir o custo do investimento inicial. Sendo este, o caso mais comum, ou seja, a adaptação de sistemas de refrigeração existentes, a um custo relativamente baixo, para operar também como bomba de calor, fazendo o aproveitamento dos dois efeitos térmicos.

Conforme levantado, o aproveitamento do calor de condensação de um dos equipamentos de refrigeração do banco de gelo, já seria suficiente para aquecer a água de

higienização. No caso, não haveria necessidade de grandes mudanças, pois a condensação já era a água. O investimento para o aproveitamento deste calor, seria somente para a instalação de uma válvula de controle, com termostato para desvio da água quente para o tanque acumulador durante o processo de aquecimento e depois, quando atingida a temperatura, fazer o desvio novamente para a torre de resfriamento.

Com isto, já se obteria uma economia global de 5,3%, o que já representaria uma redução de 20% do custo de energia para aquecimento de água. O custo estimado para a instalação desta válvula, incluindo mão de obra, seria da ordem de R\$ 1.500,00. Assim, com a economia obtida, o retorno do investimento se daria em no máximo 7 meses. Na pior das hipóteses, se houvesse a necessidade de instalação de um trocador para recuperação do calor, o custo deste, acrescentaria mais R\$ 920,00 ao investimento. Neste caso agora, o tempo de retorno passaria a ser de 12 meses.

Considerando a utilização dos dejetos bovinos para a produção de biogás e acionamento do banco de gelo com o aproveitamento de parte do calor de condensação para aquecimento da água de higienização, o investimento estimado para aquisição de um grupo gerador de 20 kVA e, para construção de um biodigestor para 150 m³/dia (demanda de biogás para o sistema), seria da ordem de R\$ 30.000,00. Considerando-se o custo de mais R\$ 1.500,00 para adaptação do sistema refrigeração para aquecimento de água, resultaria em um investimento total de R\$ 31.500,00. Para este investimento, considerando, ainda, mais um custo anual de 10% referente a manutenção do sistema, o tempo de retorno, com a economia global obtida, de 25,1% (R\$ 1.016,00), estaria entre 36 e 39 meses, respectivamente, para taxas de juros de 6% e 14% ao ano. Com a vida útil do biodigestor e da bomba de calor, estimada em mais de 15 anos (180 meses), o sistema demonstra uma grande viabilidade econômica.

Considerando o aproveitamento de todo o dejetos produzido pelas vacas em lactação, a Granja Leiteira levantada teria condições de produzir diariamente, cerca de 220 m³ de biogás.

CONCLUSÕES

Ficou demonstrado, no caso do leite, ser totalmente possível a geração simultânea dos dois efeitos térmicos com uma bomba de calor, aproveitando os rejeitos de calor do processo de resfriamento do leite para aquecimento de água utilizada no processo de limpeza. Também ficou demonstrado a viabilidade técnica de acionamento da bomba de calor com biogás.

As análises energética e exergética serviram como ferramentas para detectar algumas deficiências das bombas de calor. A análise pelo COP, ajudou na avaliação do desempenho geral das bombas de calor, comparativamente as condições de operação, enquanto, que a análise exergética auxiliou na identificação dos pontos geradores de irreversibilidades e suas causas prováveis.

Foram detectadas necessidades de adequação de algumas condições iniciais de operação e, até, melhoria de certos componentes, como foi o caso do evaporador da bomba de calor “B1” e dos compressores utilizados. Para alguns componentes, como no caso das válvulas de expansão, apenas uma regulagem do superaquecimento para a redução da temperatura de evaporação já reduziria a redução de irreversibilidade. Assim, também, contribuiria para a redução da geração de irreversibilidade no evaporador, no caso da bomba de calor “B3”.

Para o evaporador da bomba de calor “B3”, foi verificado também, a necessidade de aumento da espessura do isolamento utilizado. Talvez, até uma mudança da configuração de montagem, tendo em vista a posição do motor a combustão, abaixo do evaporador e de outros componentes, gerando uma grande quantidade de calor.

No caso da bomba de calor “B1”, tendo em vista a baixa eficiência do evaporador, e sua geração de irreversibilidade, devido a problemas de dimensionamento, além da adequação das condições iniciais de operação verificou-se, também, a necessidade de redimensionamento da peça, para reduzir a espessura de gelo, melhorando a troca de calor e, para redução da temperatura de evaporação, reduzindo também, a irreversibilidade da válvula de expansão.

Ficou demonstrado que melhorando o dimensionamento do evaporador e das condições iniciais de operação que, o banco de gelo é em termos energéticos, quando avaliado o COP global da instalação, equivalente ao trocador a placas, tendo em vista as temperaturas de trabalho em função do volume do reservatório de solução água-álcool. O consumo de energia

da bomba utilizada para circulação forçada, acaba encobrindo os ganhos pela melhor eficiência do trocador a placas.

O uso de bombas d'água também se mostrou um fator negativo sobre o coeficiente de desempenho das bombas de calor para aquecimento, mostrando uma necessidade de haver uma atenção especial quanto ao dimensionamento das potências. No caso, até um estudo para mudar o sistema de troca de calor, de maneira a evitar ou minimizar o consumo de energia para acionamento de equipamentos auxiliares.

No que se referiu ao uso de combustível gasoso no acionamento da bomba de calor, não verificou-se qualquer problema de operação, havendo até, certa simplicidade e praticidade no uso deste tipo de combustível, principalmente, no uso de biogás. Porém, em ambos os casos, verificou-se a possibilidade do emprego de um sistema de injeção de combustível mais eficiente, o qual permitisse uma melhor regulação da quantidade de combustível injetada, bem como, a razão ar/combustível. Segundo alguns fabricantes nacionais, o uso de misturadores, podem reduzir o consumo de gás em até 40 %. Logo, a aplicação de um novo sistema de injeção seria um pratica interessante, uma vez que, possibilitaria um uso, ainda, mais racional da energia, bem como, melhoraria significativamente a performance do equipamento e, conseqüentemente, a atratividade da tecnologia.

Com relação aos valores médios dos coeficientes de desempenho global da instalação apresentado pelas bombas de calor, tendo em vista as condições extremas de operação no final do processo, também, a eficiência relativamente baixa do compressor utilizado, estes foram relativamente baixos, ficando em torno de 1,6 e 1,7 para aquecimento, no caso do acionamento elétrico. No entanto, há de se considerar neste caso, em tratar-se de um aproveitando de energia.

Para o acionamento a gás, devido a baixa eficiência energética do motor a combustão, os valores de coeficiente de desempenho, comparativamente aos valores obtidos para acionamento com energia elétrica, foram extremamente baixos. No entanto, o custo do biogás, comparado a energia elétrica, é menor.

Mesmo com um coeficiente de desempenho abaixo do esperado, a análise econômica mostrou a viabilidade da bomba de calor nos processos de resfriamento de leite e aquecimento de água em instalações leiteiras, tanto com acionamento elétrico, como com biogás. O

potencial de economia da bomba de calor variou, para acionamento com energia elétrica e biogás, entre 65,77% e 93,55%.

No caso do investimento na bomba de calor e no biodigestor, o tempo de retorno do investimento variou entre 4,5 e 5,5 anos. No caso do investimento somente na bomba de calor a biogás, o tempo de retorno se mostrou entre 3,5 e 4,5 anos. Para o estudo de caso, considerando o aproveitando da estrutura existente na Granja Leiteira levantada, o tempo de retorno variou entre 7 e 12 meses para uma simples adaptação e acionamento com energia elétrica e, entre 2,5 e 3,25 anos para implantação do sistema acionado a biogás. Tendo em vista a vida útil do sistema, em torno de 15 anos para a bomba calor e 20 anos para o biodigestor, o investimento se mostrou financeiramente viável.

Nos estudo de caso realizado, pode ser constatado que o setor leiteiro se apresenta como um grande mercado potencial para este tipo de tecnologia, uma vez que, o uso de energia elétrica no processamento de leite para a geração de energia térmica na forma de “frio” e “calor” representa mais de 50% do consumo e do custo total da energia. Conforme apresentado, a aplicação deste tipo de energia se dá nos processos de resfriamento/aquecimento do leite e aquecimento de água de limpeza, aplicações estas, de suma importância para manter a sanidade e qualidade do produto.

Em termos de suprimento de biogás, devido ao confinamento de uma grande quantidade de animais em lactação, tem-se um grande volume de dejetos gerado diariamente, volume este que permite um grande excedente, considerando somente o consumo da bomba de calor.

Tendo em vista aspectos relacionados a baixa eficiência do tipo de compressor utilizado, ao acionamento das bombas dos trocadores e ao grande excedente de biogás. Mesmo no início, quando do dimensionamento, tendo criticado esta configuração. Diante deste novo cenário, em função dos dados apresentados, sugere-se para melhor aproveitamento do potencial de biogás, melhoria da eficiência do ciclo e da autonomia da bomba de calor, a montagem de uma bomba de calor composta por um grupo gerador, para realizar o acionamento de um compressor hermético e das bombas. O gerador poderia ter capacidade também, para fornecimento de energia para demais equipamentos utilizados no processo.

APÊNDICE A

Determinação da carga térmica

O calor a ser retirado do leite foi calculado através da equação A.1, como sendo o produto da sua massa pelo calor específico e a diferença de temperatura entre o início e o final do resfriamento.

$$Q_L = m_L \cdot C_{pL} \cdot (T_{iL} - T_{fL}) \quad [kJ] \quad (A.1)$$

onde:

m_L - massa do leite [kg];

C_{pL} - calor específico do leite [kJ / kg.K];

T_{iL} - temperatura inicial do leite (início do resfriamento) [°C];

T_{fL} - temperatura final do leite [°C].

A massa do leite foi obtida multiplicando-se o volume do leite pelo seu peso específico. De acordo com o encontrado em NEVES FILHO (2001), adotou-se para o peso específico e o calor específico do leite, respectivamente, os valores de 1,036 kg/m³ e 3,583 kJ/kg.K. Para as temperaturas inicial e final do leite, adotou-se os valores de 35 °C e 4 °C.

Considerando-se o volume de leite de 600 litros, referente a ordenha da manhã, por ser o maior volume de leite a ser resfriado, obteve-se uma carga térmica ou, calor a ser retirado do leite de 69043 kJ.

A massa de gelo a ser acumulada, caso do protótipo “B1”, foi calculada através da equação A.2, considerando-se também, o calor estocado na massa de água que envolve o gelo.

$$M_g = \frac{Q_{ac} - m_a C_{pa} (T_{ia} - T_{fa})}{q_g} \quad [kg] \quad (A.2)$$

onde:

Q_{ac} - calor a ser acumulado (calor a ser retirado do leite mais o calor de infiltração) [kJ];

m_a - massa de água [kg]

C_{pa} - calor específico da água a pressão constante [$kJ/kg.K$];

T_{ia} - temperatura no início do processo de congelamento[°C];

T_{fa} - temperatura da água no final do processo de congelamento [°C];

q_g - calor latente do gelo [kJ/kg].

Os valores adotados para os termos utilizados na equação A.2, segundo apresentado em NEVES FILHO (2001), foram: $C_{pa} = 4,187 kJ/kg.K$; $q_g = 334,87 kJ/kg$.

Considerando que a temperatura da água do banco de gelo no final do processo de resfriamento de leite, corresponde a temperatura da água no início do congelamento e, que o leite deve ser resfriado a 4 °C, sendo necessário haver uma diferença de temperatura para garantir a troca térmica entre a água e o leite, adotou-se o valor de 3,5 °C para a temperatura da água no início do congelamento. Para o final do processo de congelamento, considerando que a água não deveria congelar, adotou-se o valor mínimo de 0,5 °C.

Como, partiu-se de um tanque que havia disponível no laboratório, sendo este de madeira, isolado com poliestireno expandido, com dimensões internas de 1,00 x 0,90 x 0,80 m. A massa de água foi obtida multiplicando-se o volume útil deste tanque, que era de 0,657 m³ pelo peso específico médio da água compreendido entre 3,5 °C e 0,5 °C, tirado de VAN WYLEN et al, como sendo igual a 1000 kg/m³. O que resultou em uma massa de água de 657 kg.

O calor a ser acumulado para o resfriamento do leite, considerando-se a somatória do calor de infiltração do ambiente externo no tanque acumulador de “frio” e no tanque de leite, no momento do resfriamento, foi obtida a partir da equação A.3.

$$Q_{ac} = Q_L + [\sum \dot{Q}_I . t_R] \quad [kJ] \quad (A.3)$$

O calor de infiltração foi obtido através da equação A.4, como sendo:

$$\dot{Q}_I = U_p . S . (T_{amb} - T_a) \quad [kW] \quad (A.4)$$

onde:

U_p - coeficiente global de transferência de calor da parede do tanque [$kW / m^2 . ^\circ C$];

T_{amb} - temperatura do ambiente [$^\circ C$];

S - área das paredes do tanque [m^2];

T_a - temperatura da água no interior do tanque [$^\circ C$].

O coeficiente global de transferência de calor entre a parede interna do tanque e o ambiente, é dado por:

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{h_{et}} + \sum \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_{it}}} \quad [kW / m^2 . ^\circ C] \quad (A.5)$$

onde:

h_{et} - coeficiente de troca de calor do lado externo da parede do tanque [$kW / m^2 . ^\circ C$];

e_i - espessura do isolante i [m];

k_i - condutividade térmica do isolante i [$kW / m . ^\circ C$];

h_{it} - coeficiente interno de troca de calor da parede do tanque [$kW / m^2 . ^\circ C$].

Para a temperatura da água no interior do tanque acumulador de frio, considerou-se o valor de $2^\circ C$, por ser esta a média entre as temperaturas inicial e final da água no processo de resfriamento. Para o tanque de leite, considerou-se uma temperatura interna de $4^\circ C$. Para a temperatura do ambiente externo, considerando-se a pior situação onde se teria a maior transmissão de calor, adotou-se o valor de $33^\circ C$, sendo esta a temperatura de bulbo seco para região de Campinas no verão.

Os valores dos coeficientes utilizados na equação A.5, tirados de NEVES FILHO (2001), foram:

- coeficiente externo de transferência de calor, $h_{et} = 17,4 W / m^2 . ^\circ C$;
- coeficiente interno de transferência de calor, $h_{it} = 81,2 W / m^2 . ^\circ C$;
- condutividade térmica da madeira, $k_m = 0,1508 W / m . ^\circ C$;
- condutividade térmica do poliestireno expandido, $k_{pe} = 0,0348 W / m . ^\circ C$.

Considerando os dados do tanque utilizado para o banco de gelo, com isolamento em poliestireno expandido de 50 mm de espessura, acabamento interno e externo com madeira de 10 mm de espessura e com uma área de troca de $3,94 \text{ m}^2$, obteve-se um coeficiente de troca de calor de $0,61 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ e uma taxa de calor de infiltração de $0,075 \text{ kW}$.

No caso do tanque de leite, para fins da estimativa do calor de infiltração, considerou-se os dados para um tanque com capacidade de 1000 litros, tirados de um catálogo técnico. Este era cilíndrico, com isolamento em poliuretano injetado de 50 mm, com diâmetro de 1,41 m e altura de 0,95 m. Neste caso, com uma área de troca de $5,77 \text{ m}^2$, obteve-se um coeficiente de troca de calor de $0,66 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ e, uma taxa de calor de infiltração de $0,11 \text{ kW}$.

Somando-se os calores de infiltração ao calor a ser retirado do leite, considerando-se o tempo de resfriamento de 2 horas, obteve-se uma carga térmica total a ser acumulada de 74437 kJ . Com base nesta carga térmica, considerando-se a energia estocada na água do banco de gelo, resultou em uma massa, de aproximadamente 186 kg de gelo a acumular.

Dimensionamento dos componentes da bomba de calor “B1”

Tendo em vista que a capacidade do evaporador deve ser atendida pelo compressor, partiu-se inicialmente para o dimensionamento do evaporador, sendo a capacidade do compressor e do condensador determinadas em função deste.

O dimensionamento do evaporador foi realizado com base na descrição do processo de formação do gelo. Para isto, aplicou-se uma modelagem baseada no balanço energético para o tanque acumulador de gelo, considerando os fluxos de entrada e saída de energia: o calor de infiltração devido a condução de calor do ambiente externo pelas paredes para o interior do tanque (Q_I), o calor retirado da água pela superfície do gelo (Q_a) e o calor retirado da superfície do gelo pelo refrigerante (Q_g).

Durante o processo de formação de gelo, em que o sistema de refrigeração está em funcionamento, tem-se $Q_g > Q_a + Q_I$, ocorrendo formação de gelo em torno da serpentina do evaporador. Durante o período de resfriamento do leite, em que o sistema frigorífico não

funciona ($Q_g = 0$), o calor transferido do leite para água, aumenta a carga térmica Q_a , promovendo o descongelamento.

Considerou-se, para fins de dimensionamento, a formação de gelo ocorrendo cilindricamente uniforme em torno de todo o tubo da serpentina do evaporador.

Aplicou-se então a metodologia proposta por NEVES FILHO (2001), com algumas adaptações para este caso. Onde, o calor retirado da superfície do gelo pelo fluido refrigerante é dado pela equação A.6, sendo este o produto do coeficiente global de transferência de calor pela diferença de temperatura entre a superfície do gelo e o evaporador e, pelo comprimento do tubo do evaporador.

$$\dot{Q}_g = U_g (T_{sg} - T_0) \cdot L_t \quad [kW] \quad (A.6)$$

onde:

U_g - coeficiente de transmissão de calor entre a superfície do gelo e o refrigerante $[kW / m^{\circ}C]$;

T_{sg} - temperatura da superfície do gelo $[^{\circ}C]$;

T_0 - temperatura de evaporação $[^{\circ}C]$;

L_t - comprimento do tubo do evaporador $[m]$.

Considerando-se $T_{sg} = 0$, a equação fica reduzida a:

$$\dot{Q}_g = U_g \cdot L_t \cdot (-T_0) \quad [kW] \quad (A.7)$$

O coeficiente de transmissão de calor entre a superfície do gelo e o refrigerante, proporcional ao inverso da somatória das resistências térmicas à transmissão de calor (resistência do gelo, resistência da parede do tubo e resistência interna do tubo), é calculado pela equação A.8.

$$U_g = \frac{\pi}{\frac{LN(D/d_e)}{2.k_g} + \frac{LN(d_e/d_i)}{2.k_t} + \frac{1}{h_i.d_i}} \quad [kW / m.^{\circ}C] \quad (A.8)$$

D - diâmetro de gelo $[m]$;

d_e - diâmetro externo do tubo $[m]$;

k_g - condutividade térmica do gelo $[kW / m.^{\circ}C]$;

d_i - diâmetro interno do tubo $[m]$;

k_t - condutividade térmica do material do tubo $[kW / m.^{\circ}C]$;

h_i - coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a parede interna do tubo $[kW / m^2.^{\circ}C]$.

Os coeficientes adotados na equação A.8, sugeridos por NEVES FILHO (2001), foram:

- coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a parede interna do tubo da serpentina $h_i = 1740 \text{ W} / m^2.^{\circ}C$ (convecção forçada);
- condutividade térmica do material do tubo $k_t = 385,47 \text{ W} / m.^{\circ}C$;
- condutividade térmica do gelo $k_g = 2,42 \text{ W} / m.^{\circ}C$.

Considerando-se o coeficiente interno de transferência de calor constante, logo vem que a resistência interna do tubo é constante ao longo do tempo. Assim também, a resistência do tubo também é constante, pois, nenhum de seus termos varia em função do tempo.

Já a resistência do gelo, ou resistência externa, aumenta ao longo do tempo em função do aumento da espessura do cilindro de gelo. Com o aumento do diâmetro do gelo, tem-se a diminuição do coeficiente de transmissão de calor e, conseqüentemente, do calor retirado pelo refrigerante. Assim, o coeficiente de transmissão de calor é função direta da espessura de gelo, ou seja do diâmetro de gelo.

O calor transferido da água para o gelo é obtido pela equação A.9.

$$\dot{Q}_a = D \cdot \pi \cdot L_t \cdot h_e \cdot (T_a - T_{sg}) \quad [kW] \quad (A.9)$$

onde:

h_e - coeficiente externo de transferência de calor entre a água e a superfície do gelo $[kW / m^2 \cdot ^\circ C]$;

T_a - temperatura da água do tanque de termo-acumulação $[^\circ C]$.

Como $T_{sg} = 0$, a equação fica reduzida a:

$$\dot{Q}_a = D \cdot \pi \cdot L_t \cdot h_e \cdot T_a \quad [kW] \quad (A.10)$$

Conforme sugerido por NEVES FILHO (2001), considerando que não haveria agitação no tanque durante a formação do gelo, adotou-se para o coeficiente externo de transferência de calor entre a água e a superfície de gelo, o valor para convecção natural, de $81,2 W / m^2 \cdot ^\circ C$.

Considerando que durante o congelamento, o fluxo de calor $(\dot{Q}_g - \dot{Q}_a)$ provoca a formação de gelo. Onde, no intervalo diferencial de tempo dt o diâmetro de gelo aumenta por dD , tem-se que:

$$dQ = (\dot{Q}_g - \dot{Q}_a) dt = d(\pi \cdot D \cdot (dD/2) \cdot L_t \cdot \rho_g \cdot q_g) \quad [kJ] \quad (A.11)$$

Assim, o tempo diferencial onde o diâmetro de gelo aumenta por dD , é dado por:

$$\frac{dt}{dD} = \frac{\pi \cdot D \cdot L_t \cdot \rho_g \cdot q_g}{2 \cdot [(U_g \cdot L_t \cdot |T_0|) - (\pi \cdot D \cdot L_t \cdot h_e \cdot T_a)]} = \frac{\pi \cdot D \cdot \rho_g \cdot q_g}{2 \cdot [(U_g \cdot |T_0|) - (\pi \cdot D \cdot h_e \cdot T_a)]} \quad [s/m] \quad (A.12)$$

No caso da temperatura da água durante o processo de formação de gelo, considerando o balanço entre o calor retirado da água pela superfície do gelo e o calor do ambiente externo

transmitido pelas paredes do tanque (calor de infiltração), a variação da temperatura da água é dada pela equação A.13.

$$dT_a = \frac{(\dot{Q}_I - \dot{Q}_a).dt}{M_a C_{pa}} \quad [^{\circ}C] \quad (A.13)$$

Se $\dot{Q}_I > \dot{Q}_a$, tem-se dT_a positivo, e a temperatura da água sofrerá aumento. Caso contrário, dT_a será negativo e a temperatura da água sofrerá redução, é o caso do sistema em operação, fabricando gelo.

Substituindo dt da equação A.12 na equação A.13 tem-se que:

$$\frac{dT_a}{dD} = \frac{(\dot{Q}_I - \dot{Q}_a)}{M_a C_a} \cdot \frac{\pi.D.\rho_g.q_g}{2.[(U_g.T_0) - (\pi.D.h_e.T_a)]} \quad [^{\circ}C/m] \quad (A.14)$$

Equacionado o processo, aplicou-se ao modelo adotado, uma solução numérica. Assim, tomando a equação A.12, considerando variações finitas, porém pequenas, tem-se, que o tempo diferencial para que ocorra uma variação dD do diâmetro do gelo, considerando D constante durante este processo, é dado por:

$$\Delta t = \frac{\pi.D.\rho_g.q_g}{2.[(U_g.T_0) - (\pi.D.h_e.T_a)]} \cdot \Delta D \quad [s] \quad (A.15)$$

Neste mesmo tempo diferencial, a variação na temperatura da água, aplicando a solução numérica e simplificando a equação A.14, é dada por:

$$\Delta T_a = \frac{[U_p.S.(T_{amb} - T_a)] - \pi.D.L_t.h_e.T_a}{m_a C_a} \cdot \Delta t \quad [^{\circ}C] \quad (A.16)$$

A massa de gelo formada no intervalo Δt tempo é calculada pela seguinte equação:

$$\Delta m_g = \pi \cdot D \cdot \frac{\Delta D}{2} \cdot L_t \quad [kg] \quad (A.17)$$

Adotou-se trabalhar com variações de 0,001 m para ΔD . Assim, com D constante, determinava-se o intervalo de tempo Δt e a variação na temperatura da água para a formação da primeira camada de gelo correspondente a ΔD . Para o intervalo seguinte os valores para diâmetro do gelo, para a temperatura da água, para a massa de gelo e, para a massa de água eram obtidos pelas seguintes expressões:

$$D_1 = D_0 + 0,001$$

$$T_{a1} = T_{a0} + \Delta T_{a0}$$

$$m_{g1} = m_{g0} + \Delta m_g$$

$$m_{a1} = m_{a0} - \Delta m_g$$

E assim, sucessivamente para cada intervalo seguinte, calculavam-se os novos valores.

Considerou-se que no início do processo de congelamento não existiria gelo sobre o tubo do evaporador, portanto, $m_{g0} = 0$ e, D_0 é igual ao próprio diâmetro do tubo do evaporador.

O tempo total para a formação da massa total de gelo (M_g), necessária para o resfriamento do leite, foi obtido fazendo-se a somatória dos intervalos de tempo (equação A.18). Considerando o intervalo de tempo entre as ordenhas, este tempo não poderia ser superior a 10 horas.

$$t = \sum_D^{D_i} \Delta t \quad [s] \quad (A.18)$$

A massa total de gelo formada num determinado período, onde o diâmetro de gelo variava de D_0 a D_i , foi obtida pela equação A.19, como sendo a somatória das massas de gelo formadas em cada intervalo de tempo.

$$M_g = \sum_{D_0}^{D_i} \Delta m_g \quad (A.19)$$

Para facilitar os cálculos, as equações e relações do modelo utilizado, foram colocadas numa planilha eletrônica.

O dimensionamento baseou-se na determinação do comprimento total da serpentina para a acumulação da massa de gelo M_g no período estipulado de 10 horas. Na planilha eletrônica montada, o comprimento do tubo foi inserido como variável de entrada. Assim, atribuindo-se valores para o comprimento do tubo, obtinha-se como dados de saída, a massa de gelo formada e o tempo total para a formação desta. Adotou-se o comprimento de tubo, para o qual as condições iniciais (massa de gelo acumulada e tempo para acumulação), pré-estabelecidas, foram satisfeitas.

Com relação ao diâmetro do tubo, optou-se por trabalhar com um tubo de cobre com diâmetro externo de 15,9 mm para o tubo do evaporador.

Conforme sugerido por NEVES FILHO (2001), pelo evaporador se tratar de um trocador de calor refrigerante/água, devendo existir então um diferencial de temperatura de pelo menos 5 °C entre o fluido refrigerante e a água, neste caso o gelo a uma temperatura de 0 °C, adotou-se o valor de -5 °C para a temperatura de evaporação. Para simplificar o cálculo, considerou-se este valor constante ao longo de todo o processo.

Conforme os resultados obtidos nos cálculos com a planilha eletrônica, considerando-se o diâmetro do tubo escolhido, chegou-se a um comprimento total de 45 m para o tubo de evaporador. Para este comprimento de tubo, de acordo com a modelagem, para 9,98 horas de operação, a massa de gelo produzida seria de 219 kg de gelo. Para a produção dos 186 kg de gelo estimados para o resfriamento do leite, o tempo previsto pelo modelo foi de 8,24 horas, o que daria até uma folga de operação para a bomba de calor.

A Figura A.1 mostra de acordo com previsto pelo modelo adotado, a massa de gelo acumulada em função do diâmetro D . A Figura A.2 mostra o tempo em função do diâmetro D para a formação do gelo, considerando variações de 1 mm no diâmetro de gelo (formação de camadas de 0,5 mm).

Na Figura A.3, em função do diâmetro D , tem-se o calor retirado do gelo pelo fluido refrigerante, correspondente a capacidade do evaporador. Tendo em vista a necessidade de se ter um evaporador grande para a acumulação de gelo, no início do processo, com a ausência de gelo sobre o tubo, implicando em uma baixa resistência térmica, tem-se uma capacidade bastante alta. No entanto, esta capacidade cai rapidamente para 4 kW, cerca 25 minutos após o

início do processo, com a formação de uma camada de cerca de 7 mm de gelo. Após isto, a queda no calor retirado pelo evaporador em função do aumento do diâmetro de gelo é gradativa.

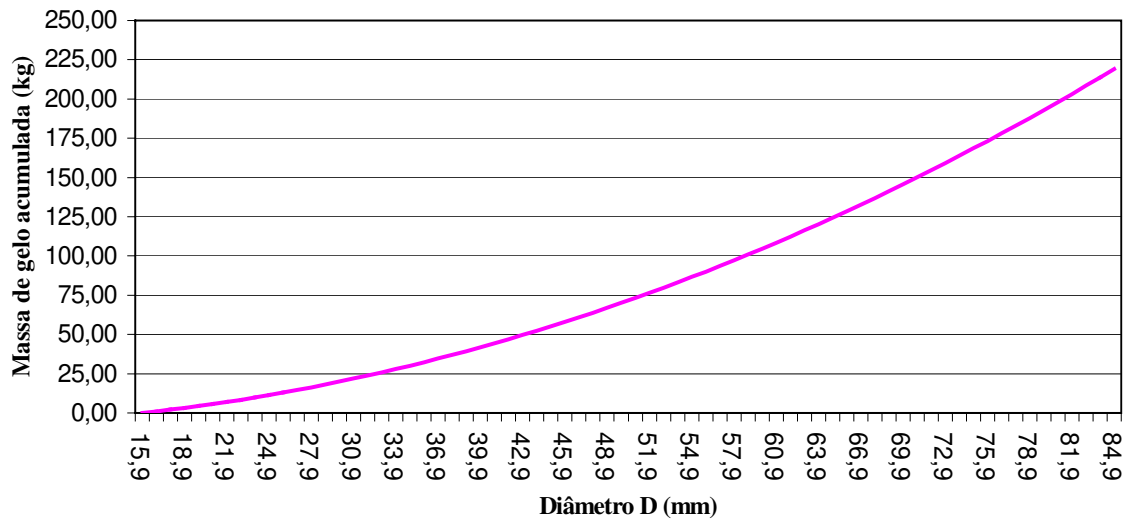


Figura A.1. Massa de gelo acumulada em função do diâmetro D , segundo o modelo adotado.

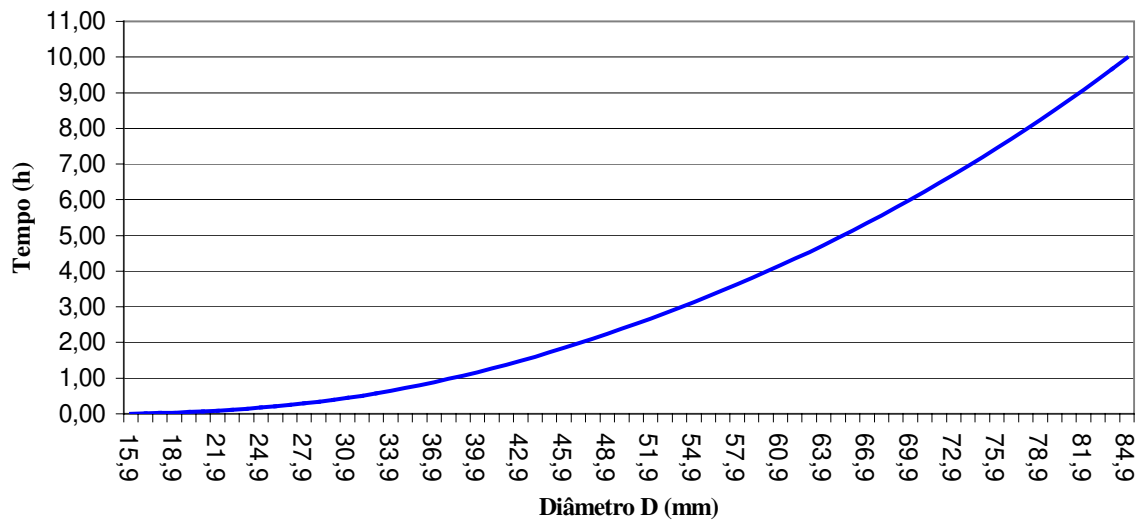


Figura A.2. Tempo para formação do gelo em função do diâmetro D .

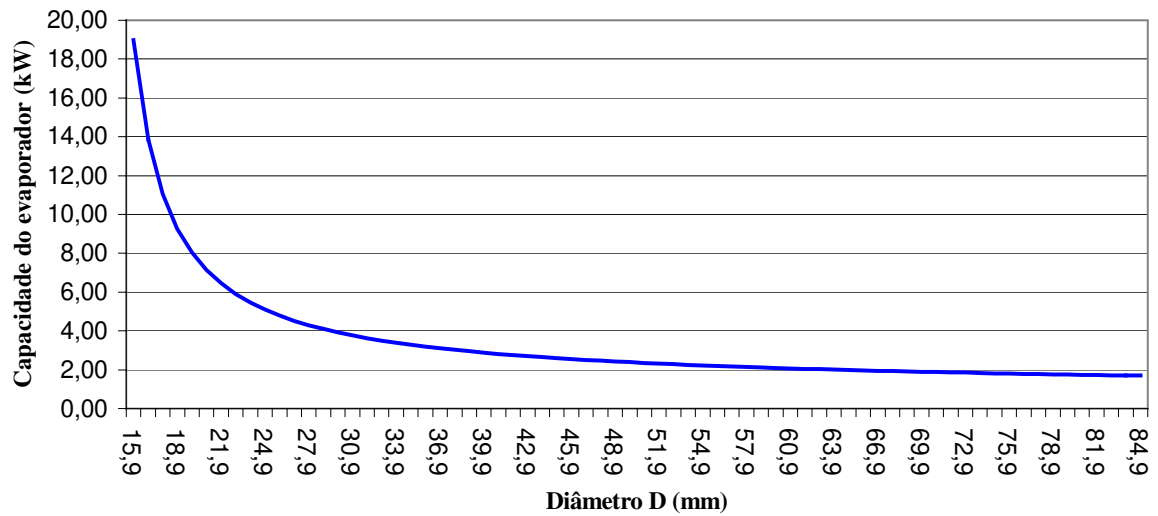


Figura A.3. Capacidade do evaporador (calor retirado do gelo) em relação ao diâmetro D, segundo o modelo adotado.

A capacidade frigorífica média, correspondente a taxa média de calor retirado do gelo pelo evaporador durante o processo de formação de gelo, obtido através da equação A.20, foi de 2,33 kW.

$$\bar{\dot{Q}}_g = \frac{\sum_{D_o}^{D_{\max}} \dot{Q}_g(D).dt}{\sum_{D_o}^{D_{\max}} dt(D)} \quad [kW] \quad (A.20)$$

No entanto, tendo em vista que, na maior parte do tempo do processo de formação de gelo, a capacidade frigorífica do evaporador se mantém entre 4 kW e 2 kW, considerando-se também a grande transferência de calor no início do processo, decidiu-se optar por um compressor com uma capacidade frigorífica de 4 kW, operando com temperatura de evaporação de -5°C e temperatura inicial de condensação de 30°C . A temperatura de condensação foi estimada considerando-se a temperatura do reservatório de água quente inicialmente a 25°C e, a existência de um diferencial de temperatura de 5°C entre a água e o refrigerante no condensador. Conforme foi comentado, o diferencial de 5°C é um parâmetro de projeto de trocadores de calor que operam com refrigerante/água.

Assim, com o auxílio de um catálogo técnico, selecionou-se um compressor aberto, marca Bitzer, modelo Bloco III, com uma capacidade frigorífica de 4,63 kW para as condições iniciais estabelecidas.

Fez-se então uma correção nos cálculos, inserindo-se a capacidade do compressor, para verificar se haveria alguma variação significativa no tempo e na massa de gelo produzida. A Figura A.4 mostra o gráfico da capacidade do evaporador em função do diâmetro de gelo, corrigido pela capacidade do compressor. Tem-se que no início do processo a capacidade de resfriamento é dada pela capacidade do compressor, num determinado momento, após a formação de uma certa camada de gelo a capacidade do evaporador e do compressor se encontram. Com o aumento desta camada de gelo, tem-se uma redução na troca térmica devido a resistência do gelo e, a capacidade do evaporador, torna-se menor que a capacidade frigorífica do compressor. A partir deste ponto, a capacidade de resfriamento passa a ser ditada pelo evaporador.

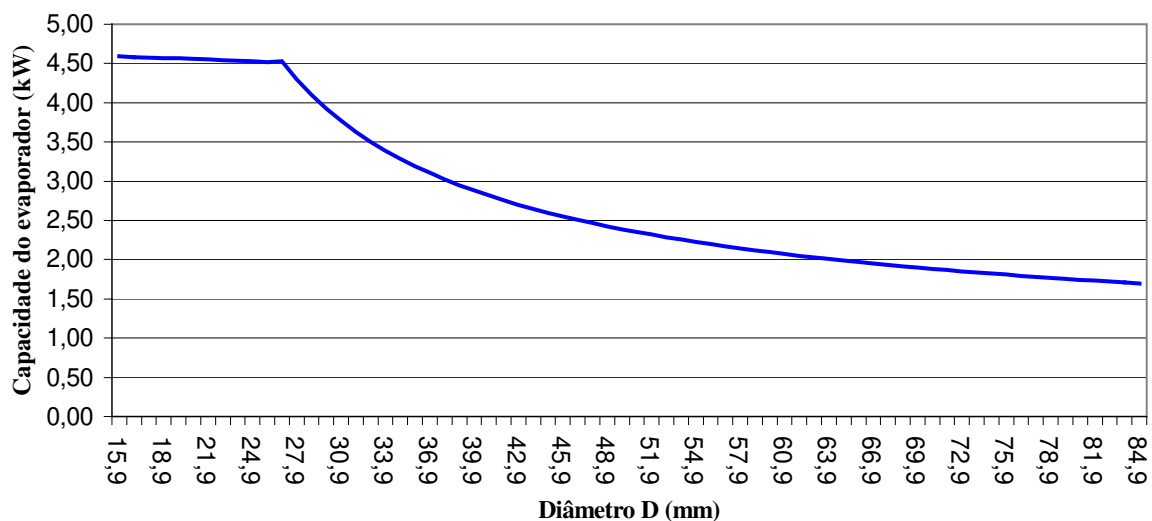


Figura A.4. Capacidade do evaporador em função do diâmetro D , corrigida pela capacidade do compressor

A Figura A.5 mostra o gráfico do tempo de formação de gelo em função do diâmetro D , corrigido pela capacidade do compressor. Constatou-se que houve um pequeno aumento de 6 minutos no tempo para a formação da massa de 219 kg de gelo. No entanto, sendo 186 kg a massa necessária, calculada para o resfriamento do leite, este pequeno aumento foi

considerado desprezível. Verificado então, que não houve diferenças significativas no processo de formação de gelo, adotou-se o compressor para a bomba de calor.

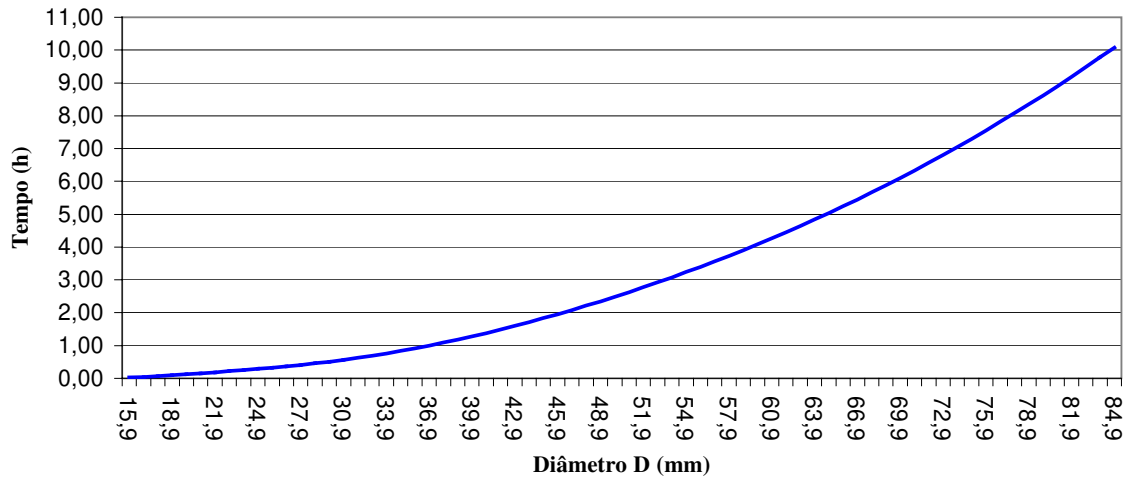


Figura A.5. Tempo para formação do gelo em função do diâmetro D , corrigido pela capacidade do compressor.

Para a inserção da capacidade do compressor nos cálculos de formação do gelo, a fim de considerar a variação da temperatura de condensação, trabalhou-se com rendimento volumétrico do compressor. O rendimento volumétrico foi obtido através da equação A.21, sendo a relação entre o volume real deslocado e o volume teórico.

$$r_v = \frac{\dot{V}_r}{\dot{V}_t} \text{ [adimensional]} \quad (\text{A.21})$$

onde,

$\dot{V}_r$ - volume real deslocado pelo compressor [m^3 / s];

$\dot{V}_t$ - volume teórico deslocado [m^3 / s].

O volume teórico foi obtido através da equação A.22, com os dados do compressor fornecidos pelo catálogo técnico.

$$\dot{V}_t = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_p \cdot f \cdot n \quad [m^3 / s] \quad (A.22)$$

onde,

d_p - diâmetro do pistão [m];

l_p - curso do pistão [m];

f - rotação do compressor [Hz];

n - número de pistões do compressor.

Conforme os dados fornecidos pelo catálogo técnico, para dois pistões de 50 mm de diâmetro, com um curso de 40 mm e, uma rotação de 12 Hz, resultou em um volume teórico deslocado de 0,001886 m³/s.

O volume real foi calculado através da equação A.23, como sendo o produto da vazão mássica de refrigerante pelo volume específico do refrigerante na entrada do evaporador.

$$\dot{V}_r = \dot{m}_R \cdot v_{er} \quad [m^3 / s] \quad (A.23)$$

onde,

$\dot{m}_R$ - vazão mássica de refrigerante [kg / s];

v_{er} - volume específico na entrada do compressor (sucção) [m³ / kg].

Para o cálculo da vazão mássica de refrigerante, considerando-se a capacidade do compressor igual a do evaporador, utilizou-se a equação A.24, onde foram empregados os dados fornecidos pelo catalogo técnico do compressor, para a capacidade frigorífica em função da temperatura de evaporação.

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{cp}}{h_{sev} - h_{ev}} \quad [kg / s] \quad (A.24)$$

onde,

$\dot{Q}_{cp}$ - capacidade frigorífica do compressor [kW];

h_{ev} - entalpia do fluido refrigerante na entrada do evaporador [kJ / kg];

h_{sev} - entalpia do fluido refrigerante na saída do evaporador [kJ / kg].

Os valores de entalpia do fluido refrigerante na entrada e saída do evaporador e, do volume específico do refrigerante na entrada do compressor (sucção) foram obtidos com o auxílio de um programa computacional, o qual possuía em seu banco de dados, as propriedades termodinâmicas para vários fluidos refrigerantes, inclusive para o R22. A fonte de dados utilizava pelo Programa eram as Tabelas da ASRHAE.

Como no catálogo do compressor, a capacidade frigorífica era fornecida em função da temperatura de evaporação para três faixas de temperatura de condensação, calculou-se então, para cada faixa desta, a variação do rendimento volumétrico em função da temperatura de evaporação. A Tabela A.1, montada a partir dos dados do catalogo técnico, mostra a variação da capacidade do compressor selecionado em função da temperatura de evaporação para as três faixas de temperatura de condensação.

A Tabela A.2 mostra a variação do rendimento volumétrico para as várias temperaturas de evaporação dentro das três faixas de temperatura de condensação.

Tabela A.1. Capacidade frigorífica do compressor em função da temperatura de evaporação para três faixas de temperatura de condensador.

Temperatura de evaporação (°C)	Capacidade frigorífica (kW)		
	Temperatura de condensação		
	30 °C	40 °C	50 °C
-5	4,63	4,15	3,77
-10	3,80	3,38	3,06
-15	3,09	2,73	2,47
-20	2,47	2,15	1,94
-25	1,91	1,65	1,50
-30	1,48	1,26	1,14

Tabela A.2. Rendimento volumétrico do compressor em função da temperatura de evaporação para as 3 faixas de temperatura de condensação.

Temperatura de evaporação (°C)	Rendimento volumétrico		
	Temperatura de condensação		
	30 °C	40 °C	50 °C
-5	0,81	0,79	0,79
-10	0,80	0,77	0,77
-15	0,78	0,75	0,75
-20	0,75	0,72	0,71
-25	0,71	0,67	0,67
-30	0,68	0,63	0,63

Conforme mostrado em NEVES FILHO (2001), o rendimento volumétrico é uma função da relação de pressão de descarga sobre a pressão de sucção. Assim, tomando-se os dados de rendimento volumétrico, montou-se para cada temperatura de condensação, o gráfico do rendimento volumétrico em função da relação entre a pressão de descarga e sucção do compressor (P_c/P_s). As Figuras A.6, A.7 e A.8, mostram respectivamente estes gráficos com as equações ajustadas. Os valores de pressão de descarga e sucção foram obtidos em função das temperaturas de condensação e evaporação, para uma condição de saturação.

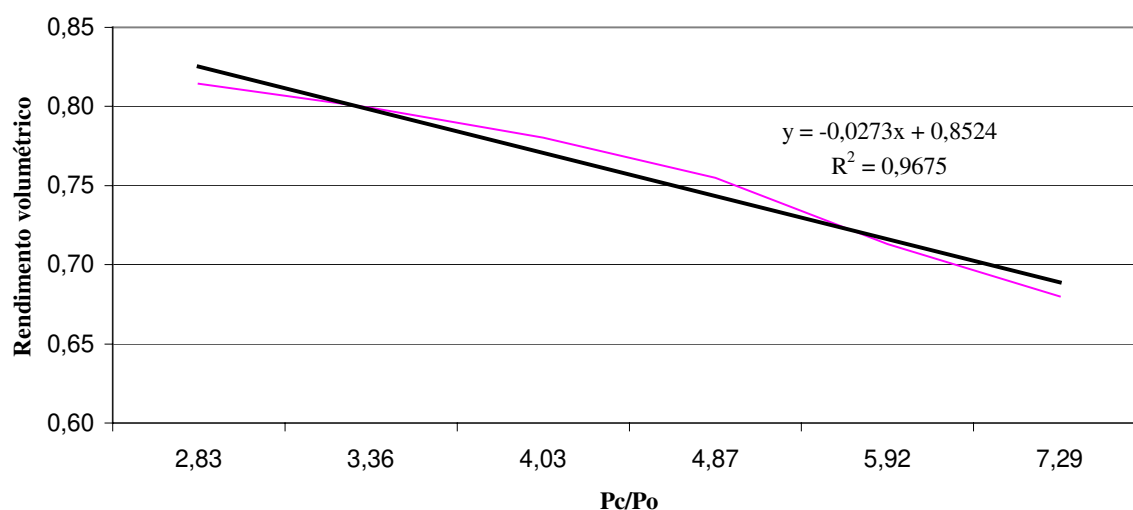


Figura A.6. Rendimento volumétrico em função da relação de pressão de descarga sobre a pressão de sucção do compressor para a temperatura de condensação de 30 °C.

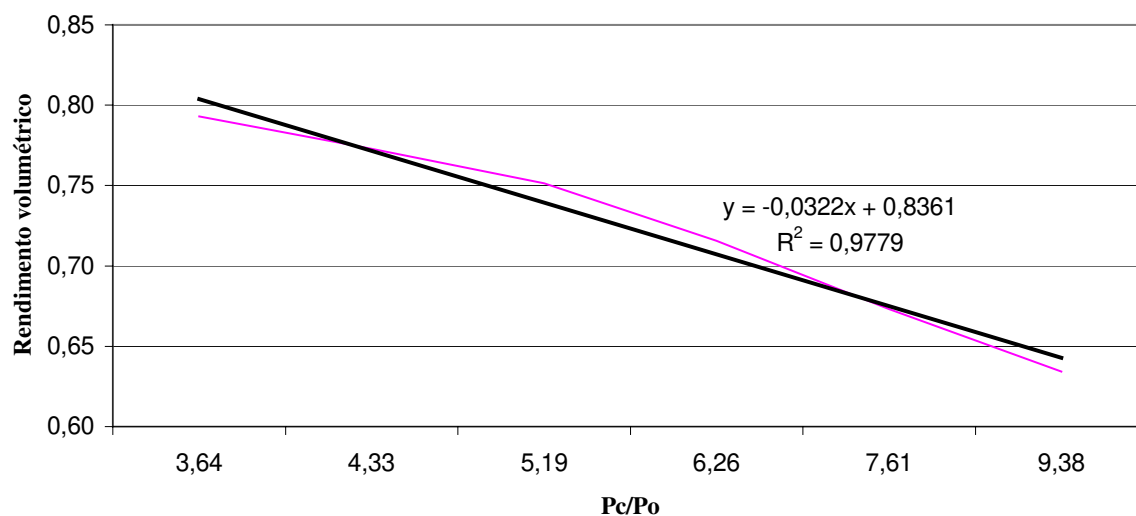


Figura A.7. Rendimento volumétrico em função da relação de pressão de descarga sobre a pressão de sucção do compressor para a temperatura de condensação de 40 °C.

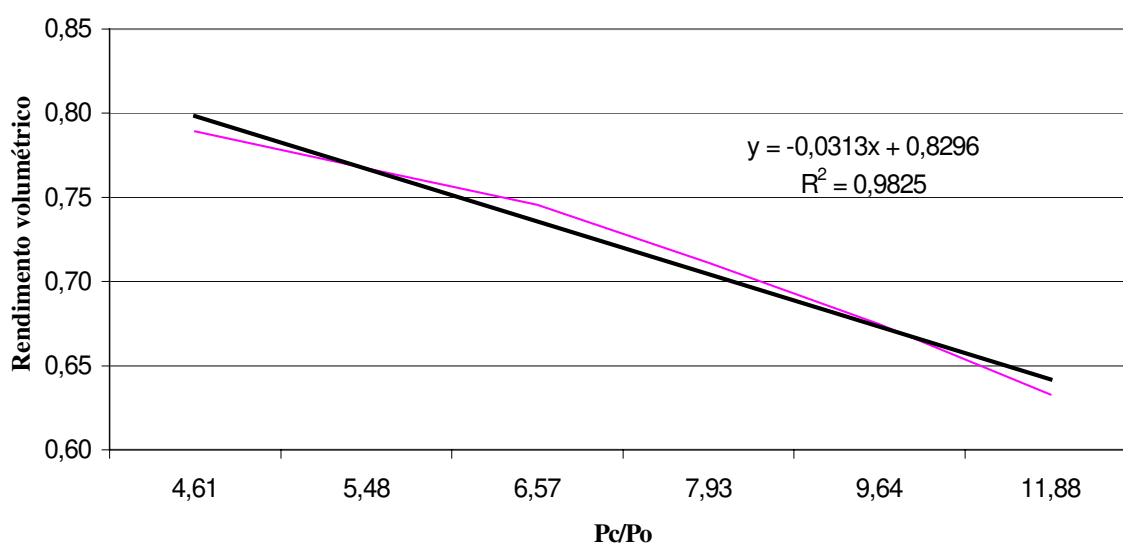


Figura A.8. Rendimento volumétrico em função da relação de pressão de descarga sobre a pressão de sucção do compressor para a temperatura de condensação de 50 °C.

Aplicou-se as equações ajustadas aos valores de (P_c/P_o) para cada faixa de temperatura de condensação, a fim de obter o valor ajustado para do rendimento volumétrico e, assim determinar o erro médio das equações para definição de qual utilizar. As Tabelas A.3, A.4 e A.5 mostram os valores ajustados e o erro das equações aplicadas para as três faixas de temperatura de condensação.

Tabela A.3. Valores ajustados de rendimento volumétrico e erro médio das equações obtidas para a faixa de temperatura de condensação de 30 °C.

Pc/Pe	Rv	Rv ajustado			Erro		
		Eq 30	Eq 40	Eq 50	Eq 30	Eq 40	Eq 50
2,83	0,81	0,78	0,75	0,74	0,04	0,07	0,07
3,36	0,80	0,76	0,73	0,72	0,04	0,07	0,07
4,03	0,78	0,74	0,71	0,70	0,04	0,07	0,08
4,87	0,75	0,72	0,68	0,68	0,04	0,08	0,08
5,92	0,71	0,69	0,65	0,64	0,02	0,07	0,07
7,29	0,68	0,65	0,60	0,60	0,03	0,08	0,08
Erro médio das equações ajustadas					0,03	0,07	0,07

Tabela A.4. Valores ajustados de rendimento volumétrico e erro médio das equações obtidas para a faixa de temperatura de condensação de 40 °C.

Pc/Pe	Rv	Rv ajustado			Erro		
		Eq 30	Eq 40	Eq 50	Eq 30	Eq 40	Eq 50
3,64	0,79	0,75	0,72	0,72	0,04	0,07	0,08
4,33	0,77	0,73	0,70	0,69	0,04	0,08	0,08
5,19	0,75	0,71	0,67	0,67	0,04	0,08	0,08
6,26	0,72	0,68	0,63	0,63	0,03	0,08	0,08
7,61	0,67	0,64	0,59	0,59	0,03	0,08	0,08
9,38	0,63	0,60	0,53	0,54	0,04	0,10	0,10
Erro médio das equações ajustadas					0,04	0,08	0,08

Tabela A.5. Valores ajustados de rendimento volumétrico e erro médio das equações obtidas para a faixa de temperatura de condensação de 50 °C.

Pc/Pe	Rv	Rv ajustado			Erro		
		Eq 30	Eq 40	Eq 50	Eq 30	Eq 40	Eq 50
4,61	0,79	0,73	0,69	0,69	0,06	0,10	0,10
5,48	0,77	0,70	0,66	0,66	0,06	0,11	0,11
6,57	0,75	0,67	0,62	0,62	0,07	0,12	0,12
7,93	0,71	0,64	0,58	0,58	0,08	0,13	0,13
9,64	0,67	0,59	0,53	0,53	0,09	0,15	0,15
11,88	0,63	0,53	0,45	0,46	0,10	0,18	0,18
Erro médio das equações ajustadas					0,08	0,13	0,13

Tendo em vista que a equação ajustada para a reta referente a temperatura de 30°C apresentou menor erro médio para todas as faixa de temperatura de condensação, adotou-se esta para o cálculo do rendimento volumétrico em função das pressões de descarga e sucção do compressor. Para minimizar ainda mais o erro, somou-se a equação ajustada o valor médio dos erros médios obtidos para as três faixas de temperatura de condensação, resultando na equação A.25.

$$R_v = -0,0273.(P_c / P_o) + 0,9024 \quad (A.25)$$

Considerando a inclusão desta equação no modelo para determinação da capacidade do compressor, conhecidos os valores da temperatura de evaporação e condensação, com o auxílio do programa computacional termodinâmico, determinava-se as pressões de condensação e evaporação, correspondentes as pressões de descarga e sucção no ciclo teórico; as entalpias na entrada e saída do evaporador, compressor e do condensador e, o volume específico do refrigerante em cada em cada ponto do sistema frigorífico. Os valores das propriedades termodinâmicas eram exibidos em uma tabela, especificando cada ponto do ciclo.

Entrando-se com os valores das pressões de descarga e sucção na equação A.25, obtinha-se o rendimento volumétrico. O volume real deslocado era obtido multiplicando-se o volume teórico pelo rendimento volumétrico (Equação A.26). A massa de refrigerante era obtida dividindo-se o volume real deslocado pelo volume específico do refrigerante na entrada do compressor (EquaçãoA.27).

$$\dot{V}_r = 0,001886.R_v \quad [m^3 / s] \quad (A.26)$$

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{V}_r}{v_{er}} \quad [kg/s] \quad (A.27)$$

A capacidade frigorífica do compressor era obtida através da equação A.28, multiplicando-se a vazão mássica pela diferença entre a entalpia de saída e entrada do evaporador.

$$\dot{Q}_{cp} = \dot{m}_R \cdot (h_{sev} - h_{ev}) \quad [kW] \quad (A.28)$$

O calor rejeitado pela bomba de calor era obtido através da equação A.29, multiplicando-se a massa de refrigerante pela diferença entre a entalpia de entrada e a entalpia de saída do condensador, obtidas a partir do ciclo teórico.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_R \cdot (h_{ecd} - h_{scd}) \quad [kW] \quad (A.29)$$

O valor da temperatura de condensação durante o processo de formação de gelo, foi obtido a partir do valor da temperatura da água quente, somando-se a esta o diferencial de 5 °C, aplicado para trocadores de calor que operam com refrigerante/água.

A variação da temperatura da água quente era obtida através da equação A.30, sendo necessário para isto, conhecer volume do reservatório de água quente.

$$\Delta T_{aq} = \frac{\dot{Q}_{cd} \cdot \Delta t}{V_{taq} \cdot \rho_a \cdot C_{pa}} \quad [^{\circ}C] \quad (A.30)$$

onde:

$\dot{Q}_{cd}$ - taxa de calor rejeitado pelo condensador da bomba de calor [kW];

V_{taq} - volume do reservatório de água quente [m^3];

ρ_a - peso específico da água [kg / m^3].

O volume do tanque foi determinado a partir da equação A.31.

$$V_{taq} = \frac{Q_{cd}}{\rho_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{faq} - T_{iaq})} \quad [m^3] \quad (A.31)$$

onde,

Q_{cd} - calor total rejeitado pelo condensador [kJ];

T_{faq} - temperatura final do reservatório de água quente [°C];

T_{iaq} - temperatura inicial do reservatório de água quente [°C].

Para determinação do volume do tanque de água quente considerou-se uma condição de operação em regime permanente, com temperaturas de evaporação e condensação constantes, respectivamente iguais a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Com o auxílio do programa termodinâmico, traçando-se o ciclo de refrigeração para estas condições, obteve-se os valores de entalpia do fluido refrigerante na entrada e saída do evaporador e do condensador. A Tabela A.6 mostra os valores de entalpia do fluido refrigerante, obtidos para o ciclo.

Tabela A.6. Dados de entalpia na entrada e saída do evaporador e condensador obtidos para o ciclo considerado para determinação do volume do tanque de água quente.

Componente	Entalpia [kJ/kg]
Entrada do evaporador	263,253
Saída do evaporador	403,506
Entrada do condensador	442,269
Saída do condensador	263,253

Aplicando-se na equação A.28, os valores de entalpia para o evaporador, obteve-se a vazão mássica de refrigerante para o ciclo em questão. Para isto, considerou-se no lugar da capacidade frigorífica do compressor, a taxa média de calor retirada pelo evaporador, de 2,33 kW, obtida na equação A.20.

Entrando-se na equação A.29, com a vazão mássica média de refrigerante e os valores de entalpia, na entrada e saída do condensador, obteve-se a taxa de média de calor rejeitado pelo sistema.

O calor total rejeitado pelo condensador, foi obtido multiplicando-se a taxa média de calor rejeitado pelo tempo de operação para termo-acumulação (equação A.32).

$$Q_{cd} = \dot{Q}_{cd} \cdot t_{op} \quad [kJ] \quad (A.32)$$

Assim, para uma taxa média de calor retirado no evaporador de 2,33 kW, considerando-se os valores de entalpia na entrada e saída do evaporador, obteve-se uma vazão mássica de 0,017 kg/s que, aplicada na equação A.29, juntamente com os valores de entalpia para o condensador, forneceu uma taxa média de calor rejeitado de 3,04 kW. Aplicando esta taxa de calor a equação A.32, considerando-se o tempo de operação de 10 horas, resultou em um calor total rejeitado de 109440 kJ.

Da equação A.31, com o valor do calor total rejeitado, considerando-se a temperatura inicial da água igual a 25 °C e, a temperatura final igual a 50 °C, com o valor médio para o peso específico da água entre estas temperaturas, tirado de VAN WYLEN 2004, sendo de 992 kg/m³, obteve-se um volume para o tanque de água quente de 1,05 m³. Tendo em vista as capacidades comerciais disponíveis, adotou-se um tanque de 1000 litros.

Determinado o volume do reservatório de água quente, o mesmo foi inserido no cálculo da variação da temperatura da água quente. Desta forma, foi possível estimar o comportamento da temperatura do tanque de água quente e, da temperatura de condensação.

Inserindo-se ao modelo, a capacidade do compressor e a variação da água quente, para D constante, determinava-se o intervalo de tempo Δt para uma variação ΔD no diâmetro. Com a vazão mássica de refrigerante, através da equação A.29 calculava-se a taxa de calor rejeitado para a formação da camada de gelo correspondente a variação ΔD . Na equação A.32, a taxa de calor rejeitado multiplicada pelo diferencial de tempo Δt fornecia a quantidade de calor rejeitado naquele intervalo, usado para calcular a variação da temperatura da água. A vazão mássica de refrigerante, quando a capacidade frigorífica do evaporador era maior que a capacidade frigorífica do compressor, era calculada através da equação A.28, considerando o rendimento volumétrico do compressor. Quando a capacidade frigorífica do compressor era maior que a capacidade frigorífica do evaporador, a vazão mássica de refrigerante era calculada através da equação A.24, considerando a taxa de calor retirado do gelo pelo evaporador igual a capacidade do compressor.

Assim, para o início do intervalo de tempo seguinte, tinha-se que a temperatura da água era dada pela seguinte expressão:

$$T_{aq1} = T_{aq0} + \Delta T_{aq}$$

E assim sucessivamente para cada intervalo de tempo seguinte.

A Figura A.9 mostra o gráfico com a variação da temperatura do tanque de água quente e da temperatura de condensação em função do diâmetro de gelo. De acordo com o modelo, estimou-se uma temperatura final de 47 °C para o tanque de água quente, aproveitando o calor rejeitado pela bomba de calor. A Figura A.10 mostra a variação do calor rejeitado pelo condensador em função do diâmetro de gelo.

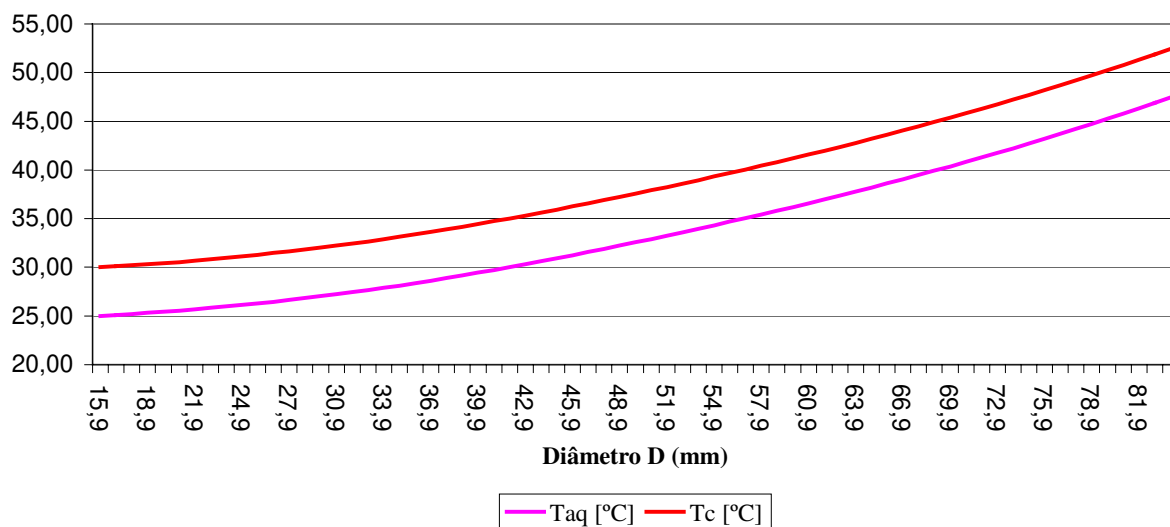


Figura A.9. Variação da temperatura do tanque de água quente e da temperatura de condensação em função do diâmetro D .

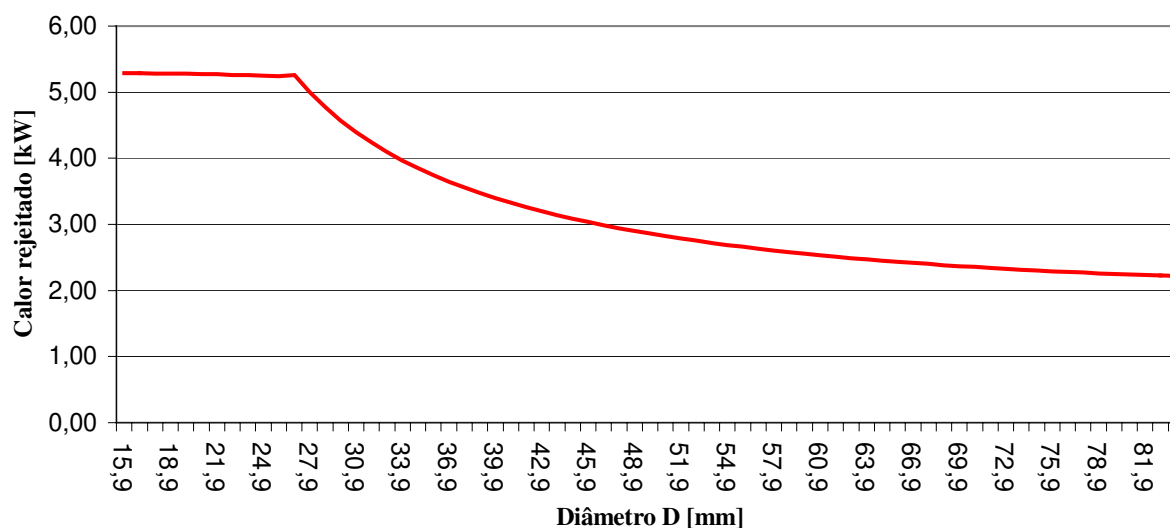


Figura A.10. Variação do calor rejeitado em função do diâmetro D , com a calor retirado do gelo pelo evaporador corrigido pela capacidade frigorífica do compressor.

Assim, de acordo com a taxa máxima de calor rejeitado, verificado no modelo, determinou-se que a capacidade do condensador deveria ser de 5,30 kW.

Dimensionamento dos componentes das bombas de calor “B2” e “B3”

No caso do protótipo “B2” e “B3” pensando-se em trabalhar com um outro tipo de acumulação de “frio”, que não fosse água, pois neste caso, o volume para o reservatório seria muito grande, perto de 6000 litros. Para reduzir este volume, decidiu-se trabalhar com uma solução água-álcool.

Considerando-se a carga térmica a acumular, determinou-se a concentração da solução água-álcool em função da temperatura de congelamento e do volume do tanque, evitando-se valores de volume para o tanque que implicassem em temperaturas de evaporação muito baixas, procurando-se trabalhar na faixa de temperatura do banco de gelo.

Assim, com base na Tabela A.7, montada a partir de dados extraídos de NEVES FILHO (2001), e que mostra para várias faixas de concentração de solução água-álcool, os valores de calor específico, densidade e temperatura de congelamento, construiu-se a Tabela A.8, com os dados de temperatura média da solução e, da temperatura média de evaporação estimada.

Tabela A.7. Dados de peso específico, calor específico e temperatura de congelamento para várias concentrações

Teor de álcool puro relativo ao peso [%]	Peso específico a 15 °C [kg/m³]	Calor específico médio [kJ/kgK]	Temperatura de congelamento [°C]
0	1000	4,217	0
10	983	4,543	-4
20	971	4,355	-11
30	957	4,146	-20
40	939	3,874	-31
50	918	3,528	-43
60	895	3,204	-56
70	872	2,91	-69
80	848	2,575	-83,5
90	822	2,303	-98,5

Tabela A.8. Temperatura mínima e média para cada concentração da solução água-álcool e temperatura média de evaporação estimada.

Concentração da solução [%]	Temperatura mínima da solução [°C]	Temperatura média da solução [°C]	Temperatura média de evaporação [°C]
0	0,5	2	-3
10	-3	0,25	-4,75
20	-10	-3,25	-8,25
30	-19	-7,75	-12,75
40	-30	-13,25	-18,25
50	-42	-19,25	-24,25
60	-55	-25,75	-30,75
70	-68	-32,25	-37,25
80	-82	-39,25	-44,25
90	-97	-46,75	-51,75
100	-112	-54,25	-59,25

A temperatura média da solução foi calculada considerando-se a temperatura inicial de 3,5 °C, mesma temperatura inicial do banco de gelo. Para temperatura final da solução considerou-se a temperatura de congelamento, deixando-se 1 °C de segurança. A temperatura média de evaporação foi estimada, tomando-se a temperatura média da solução, considerando-se um diferencial de temperatura de 5 °C em relação a temperatura no evaporador.

Estimou-se também, considerando a temperatura final da solução, o volume do tanque para as concentrações mostradas nas Tabelas A.7 e A.8. Os volumes para cada concentração calculados com o auxílio da equação A.33 são mostrados na Tabela A.9.

$$V_{TS} = \frac{Q_L}{C_{PS} \cdot \rho_S \cdot (T_i - T_f)} \quad [m^3] \quad (A.33)$$

Assim, com base nos dados apresentados nas Tabelas A.8 e A.9, decidiu-se por trabalhar com uma concentração de solução de 20%. Com a finalidade de aumentar a temperatura média de evaporação, em vez de se adotar o volume de 1300 litros mostrado na Tabela A.9, decidiu-se por um volume de 2000 litros. Com isto, poderia se trabalhar com uma temperatura média de evaporação em torno de -6 °C.

Tabela A.9. Volume do tanque de termo-acumulação e do álcool para cada concentração de solução

Teor de álcool puro relativo ao peso [%]	Volume do tanque de solução [m ³]	Volume de álcool utilizado [m ³]
0	5866	0
10	2556	256
20	1300	260
30	831	249
40	609	244
50	504	252
60	442	265
70	409	286
80	397	318
90	390	351
100	395	395

Com relação ao compressor a ser utilizado nos protótipos “B2” e “B3”, para fins de comparação, foi empregado o mesmo modelo selecionado para a bomba de calor “B1”.

Com relação ao volume tanque de água quente, tendo em vista a similaridade das bombas de calor, inclusive, com utilização de um mesmo modelo de compressor, o que, teoricamente, implica na mesma capacidade de refrigeração, adotou-se também, para os protótipos “B2” e “B3”, um tanque de 1000 litros.

Tendo em vista a necessidade de reduzir os custos de montagem e, também, otimizar o tempo de realização dos experimentos, resolveu-se reduzir o volume dos tanques de termo-acumulação pela metade, reduzindo também, o tempo de operação durante os ensaios de 10 para 5 horas. Assim, para o tanque de solução adotou-se um volume comercial de 1000 litros e, para o tanque de água quente, um volume de 500 litros.

Determinada a concentração da solução, o volume do tanque de solução, a capacidade do compressor e o volume do tanque de água quente, com base nos dados de funcionamento do compressor selecionado e, da faixa de operação da bomba de calor, montou-se um modelo matemático para prever o processo de termo-acumulação da solução, e assim, obter as estimativas para a quantidade de calor retirado e calor rejeitado, para assim, realizar a seleção do evaporador e do condensador. Para facilitar os cálculos, as equações também foram montadas em uma planilha eletrônica de cálculo.

Parte das equações utilizadas, foram as mesmas utilizadas para a modelagem do processo de termo-acumulação do protótipo “B1”. Com a temperatura inicial do reservatório de solução a 3,5 °C, considerando-se um diferencial de 5 °C, determinava-se a temperatura de evaporação, neste caso, inicialmente igual a -1,5 °C.

Semelhante ao aplicado para o protótipo “B1”, com a temperatura da água quente inicialmente a 25 °C, sempre considerando o diferencial de 5 °C, tinha-se uma temperatura de condensação inicial de 30 °C.

Com o valor da temperatura de evaporação e condensação, no programa termodinâmico, traçava-se o ciclo de refrigeração no gráfico P_{xh} para o R22, determinando-se as pressões de evaporação e condensação, o volume específico do refrigerante na sucção do compressor e, os valores de entalpia na entrada e saída de cada componente.

Utilizando-se as equações A.25, A.26 e A.27, determinava-se a vazão mássica de refrigerante que, juntamente com os valores de entalpia, aplicados as equações A.28 e A.29, resultavam nos valores para a taxa de calor retirado no evaporador e, para a taxa de calor rejeitado no condensador.

Considerando-se diferenciais de tempo de 10 minutos, determinava-se a quantidade de calor retirado e rejeitado neste intervalo de tempo e, assim, as variações de temperatura para os reservatórios de solução água-álcool e água quente.

As variações de temperatura para os reservatórios de água quente e de solução água-álcool, foram obtidas através da equação A.30. Para solução água-álcool, os termos da equação A.30 utilizados para predizer a variação da temperatura da água quente: volume do tanque, densidade e calor específico; foram trocados pelos termos utilizados para a solução água-álcool. Neste caso, o calor rejeitado pelo condensador foi substituído pelo calor retirado pelo evaporador (capacidade frigorífica do compressor). Foram utilizados para a solução água-álcool, os dados de calor específico e densidade apresentados na Tabela A.8.

A Figura A.11 mostra o comportamento das temperaturas de evaporação e condensação e, das temperaturas dos reservatórios de solução água-álcool e água quente em relação ao tempo de operação. A Figura A.12 mostra a variação do calor retirado no evaporador e do calor rejeitado no condensador em relação ao tempo de operação.

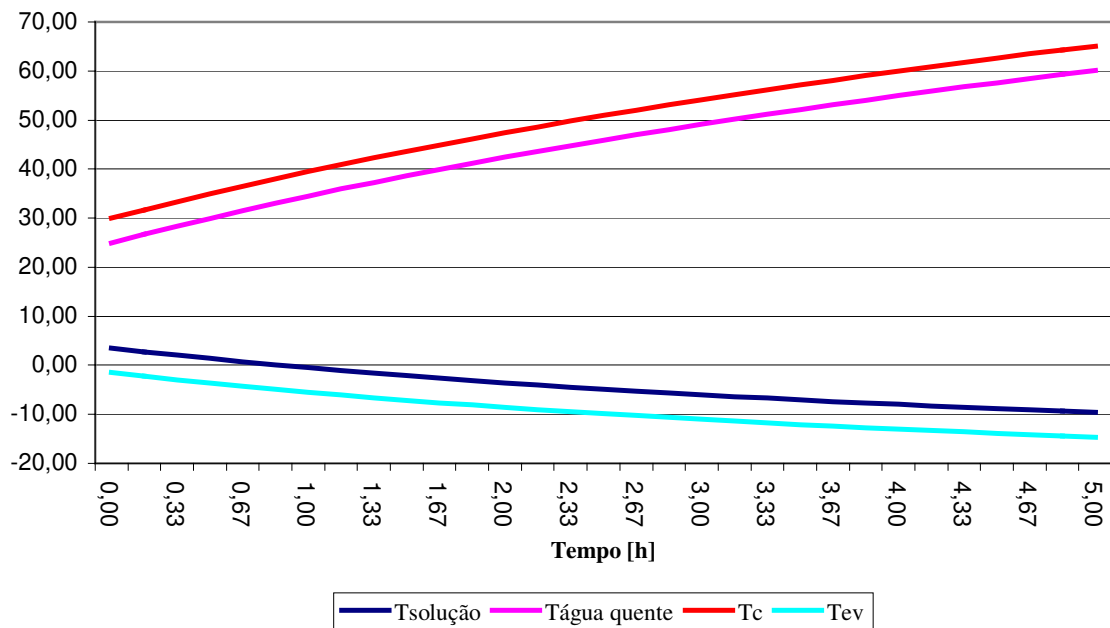


Figura A.11. Comportamento das temperaturas de evaporação e condensação e, das temperaturas dos reservatórios de solução água-álcool e água quente da bomba de calor “B3” segundo o modelo utilizado para dimensionamento.

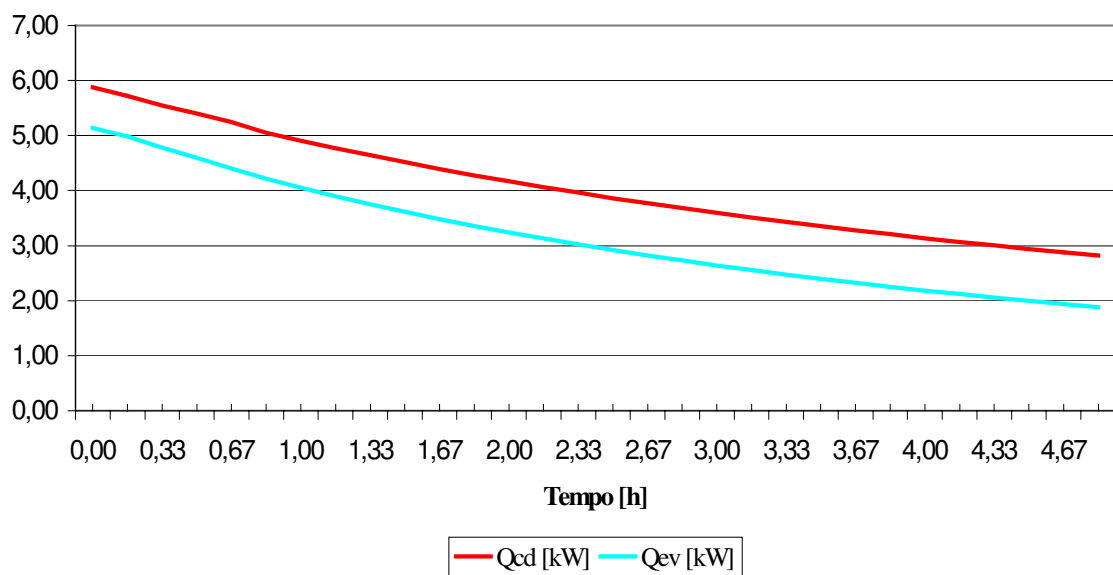


Figura A.12. Variação do calor retirado no evaporador e do calor rejeitado no condensador da bomba de calor “B3” segundo modelo utilizado para dimensionamento.

Considerando-se a necessidade de atender a demanda de calor no início do processo, verificando o comportamento do calor retirado e rejeitado pela bomba de calor, previsto pela

modelagem, mostrado na Figura A.12, determinou-se que a capacidade do evaporador deveria ser 5,14 kW e do condensador, de 5,88 kW.

Dimensionamento da potência do motor a combustão para acionamento das bombas de calor

Tendo em vista a potência máxima de acionamento exigida pelo compressor, de 2,21 kW (3 CV), dimensionou-se inicialmente, um motor de combustão interna, ciclo Otto, com uma potência de 3,68 kW (5 CV). Neste dimensionamento, baseado em dados para conversão de motores veiculares, 4 cilindros, arrefecidos a água, adotou-se uma perda de potência de 35 % na conversão de combustível, de gasolina para gás.

No entanto, após testes iniciais com o protótipo “B1” verificou-se que, para uma potência requerida superior a 1,92 kW (2,61 CV), o motor a combustão não conseguia acionar o compressor. Assim, considerando as perdas da transmissão, verificou-se que a perda total de potência era da ordem de 48 %, ou seja, constatou-se uma perda adicional de 13 % sobre o valor inicialmente considerado. Uma possível explicação para o aumento da perda de potência, pode ser atribuída as diferenças entre o motor considerado nos dados da literatura e o motor utilizado, sendo este monocilindro e com arrefecimento a ar. Outra explicação estaria ao fato de não ter sido considerada as perdas de transmissão.

Sendo assim, a potência mínima calculada para o motor a combustão para acionamento do compressor selecionado, considerando a perda de potência medida, deveria ser de 4,60 kW (6,25 CV). Tendo em vista as potências comerciais disponíveis, optou-se por um motor de 5,89 kW (8 CV), deixando-se assim, uma certa margem de segurança para operação com biogás.

APÊNDICE B

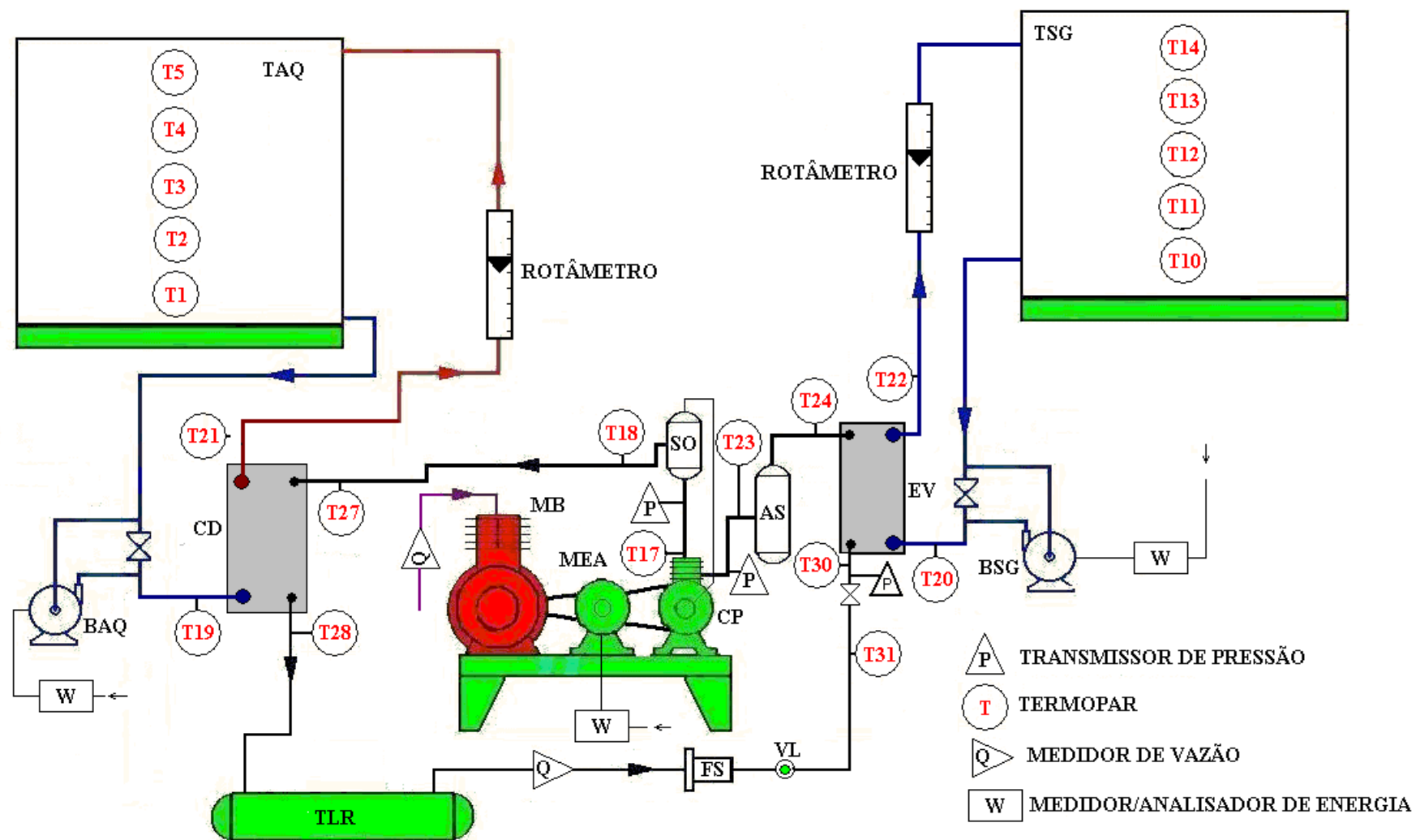


Figura B.2. Fluxograma de instalação dos instrumentos de medição na bomba de calor “B3”.

APÊNDICE C

Para calibração, procedeu-se da seguinte maneira: os termopares foram ligados ao sistema de aquisição e suas extremidades mergulhadas em um banho térmico, onde, regulava-se uma certa temperatura, a qual era medida com termômetro padrão, calibrado, com o bulbo submerso no mesmo recipiente de água do banho térmico. A cada valor de temperatura constante no banho térmico, medido com o termômetro padrão, efetuava-se a gravação da temperatura indicada do sistema de aquisição de dados, e assim sucessivamente.

Para cada mudança de temperatura do banho térmico, eram esperados 15 minutos para a realização do próximo registro de temperatura, de maneira a eliminar possíveis erros na leitura ocasionados pelo tempo de resposta dos termopares. Os termopares foram calibrados no local de medição do experimento. Para cada temperatura selecionada Foram realizadas duas repetições.

Montou-se então, para cada termopar, a curva de correlação, colocando a temperatura medida com o termômetro padrão em função da temperatura média registrada pelo termopar. Através de regressão linear, ajustou-se a equação para cada curva, para correção da temperatura medida pelo termopar. As equações ajustadas apresentaram coeficientes de correlação acima de 0,98, mostrando um bom ajuste da equação.

Os termopares foram separados e calibrados dentro da faixa de temperatura para a qual cada um seria utilizado nas medições das bombas de calor. Os termopares utilizados foram identificados com a letra “T” de termopar, e dois dígitos indicando a numeração.

As Tabelas C.1, a C.6 mostram resultados obtidos nos ensaios de calibração de cada termopar. A temperatura “padrão” refere-se a temperatura registrada com o termômetro padrão.

As Figuras C.1 a C.22 mostram as curvas de correlação para cada termopar.

Tabela C.1. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T1, T2, T3, T4 e T5.

Temperatura padrão (°C)	Temperatura registrada pelo sistema de aquisição [°C]				
	T1	T2	T3	T4	T5
10,2	10,21	10	10,08	10,09	9,98
20	20,01	19,92	19,95	20,03	19,86
35,3	35,38	35,32	35,32	35,27	35,27
45,1	45,31	45,19	45,21	45,19	45,16
50,1	50,38	50,29	50,29	50,27	50,24

Tabela C.2. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T10, T11, T12, T13 e T15.

Temperatura padrão (°C)	Temperatura registrada pelo sistema de aquisição [°C]				
	T1	T2	T3	T4	T5
-4,2	-3,94	-3,95	-4,02	-4,02	-4
0,3	0,12	0,16	0,11	0,14	0,18
10,2	10,03	10,04	10	10,02	10,02
20	19,94	19,95	19,93	19,97	19,95
35,3	35,3	35,26	35,28	35,26	35,25

Tabela C.3. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T17, T18, T27 e T28.

Temperatura padrão (°C)	Temperatura registrada pelo sistema de aquisição [°C]			
	T17	T18	T27	T28
20,20	20,41	20,34	20,33	20,11
25,00	27,61	25,03	24,99	24,72
29,90	29,83	29,93	29,94	29,74
35,40	35,28	35,22	35,16	35,22
40,10	40,26	39,85	39,76	39,89
45,40	45,13	44,73	44,77	44,90
50,20	50,54	50,07	49,99	50,38
55,20	55,47	54,93	54,86	55,38
60,00	59,84	59,33	59,29	59,89
65,00	64,69	64,46	64,13	64,95
70,00	69,49	69,29	69,01	68,82
75,00	74,23	74,00	74,06	74,78
80,00	79,26	78,77	78,88	79,89
85,00	85,33	83,71	83,86	84,86
90,00	89,45	89,01	89,09	90,13
95,00	94,39	94,62	94,40	94,84

Tabela C.4. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T20, T22, T23, T24 e T30.

Temperatura padrão (°C)	Temperatura registrada pelo sistema de aquisição [°C]				
	T20	T22	T23	T24	T30
-7,80	-7,41	-7,55	-7,69	-7,55	-8,15
-5,00	-4,66	-5,34	-4,89	-6,03	-4,68
0,00	0,23	0,40	0,15	2,40	-0,36
5,00	5,70	5,83	5,43	7,29	5,27
10,00	10,30	10,46	10,19	11,68	10,10

Tabela C.5. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T19 e T21.

Temperatura padrão (°C)	Temperatura registrada pelo sistema de aquisição [°C]	
	T19	T21
20,20	20,36	20,28
25,00	24,98	24,80
29,90	29,88	29,84
35,40	35,31	35,29
40,10	39,95	39,89
45,40	44,86	44,91
50,20	50,14	50,27
55,20	55,00	55,20
60,00	59,46	59,68
65,00	64,20	64,45
70,00	68,96	69,17

Tabela C.6. Resultado do ensaio de calibração para os termopares T31.

Temperatura padrão (°C)	Temperatura registrada pelo sistema de aquisição [°C]	
	T19	
0,3	0,18	
10,2	10,05	
20	19,98	
35,3	35,28	
45,1	45,14	
50,1	50,17	

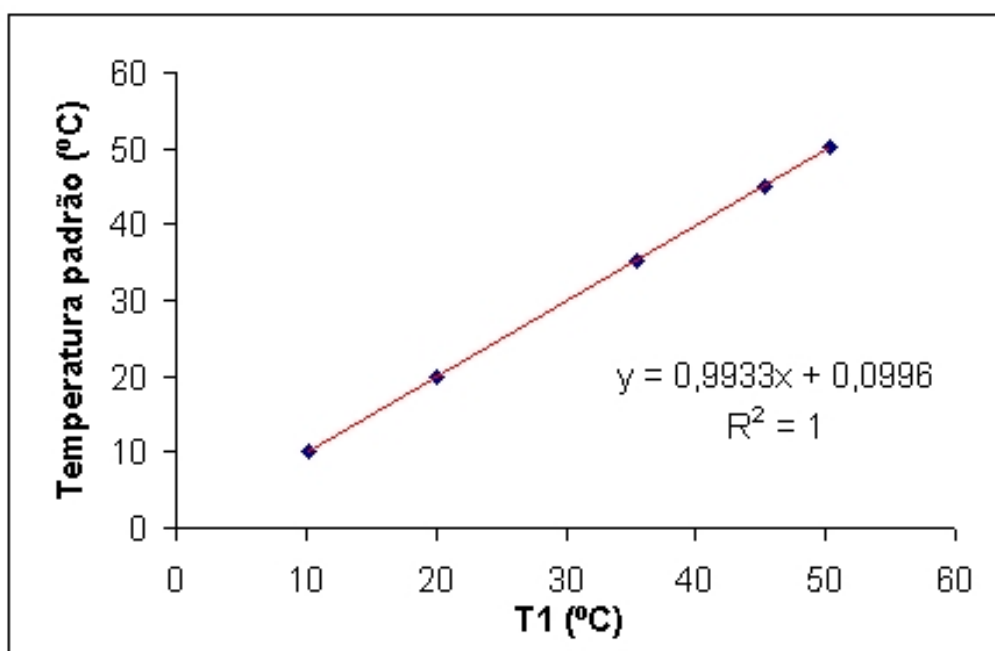


Figura C.1. Curva de correlação para o termopar T1.

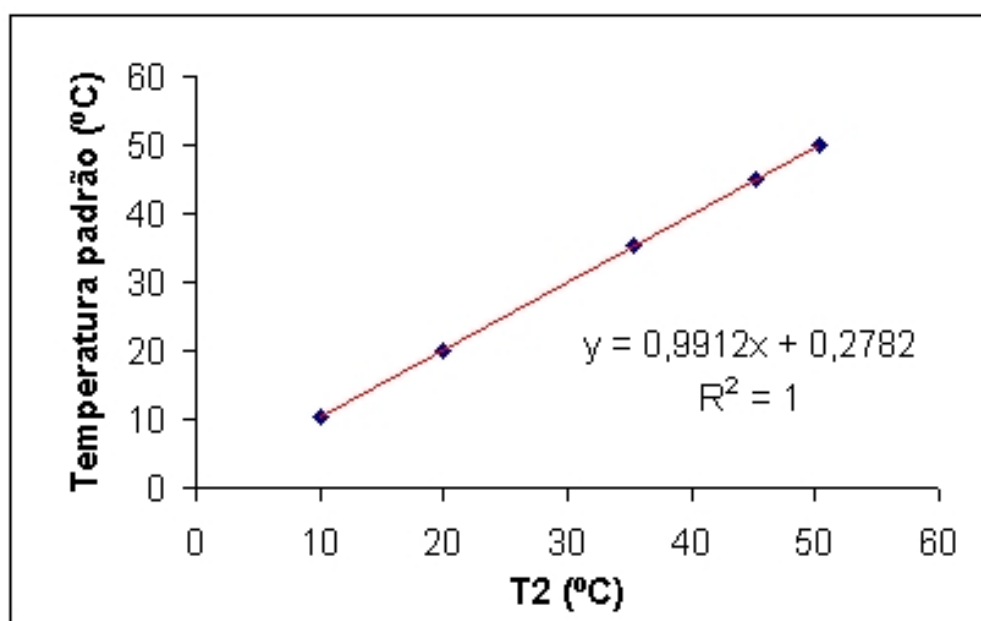


Figura C.2. Curva de correlação para o termopar T2.

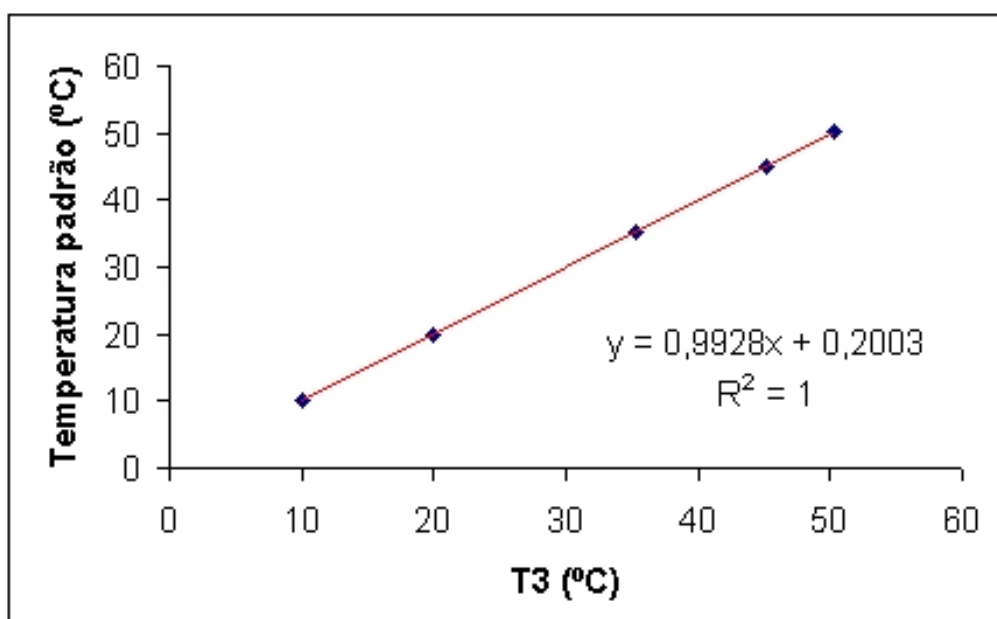


Figura C.3. Curva de correlação para o termopar T3.

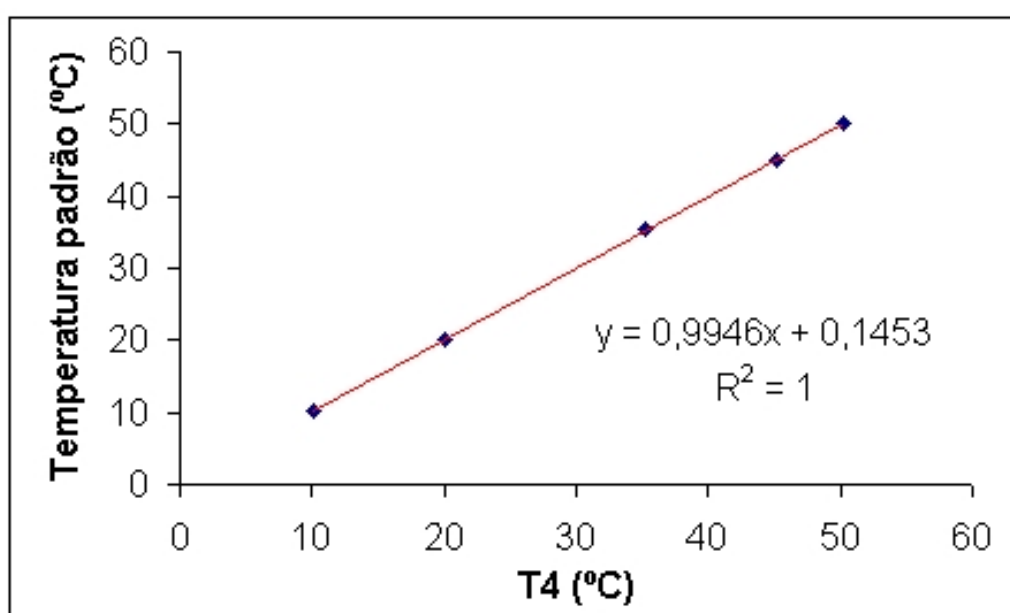


Figura C.4. Curva de correlação para o termopar T4.

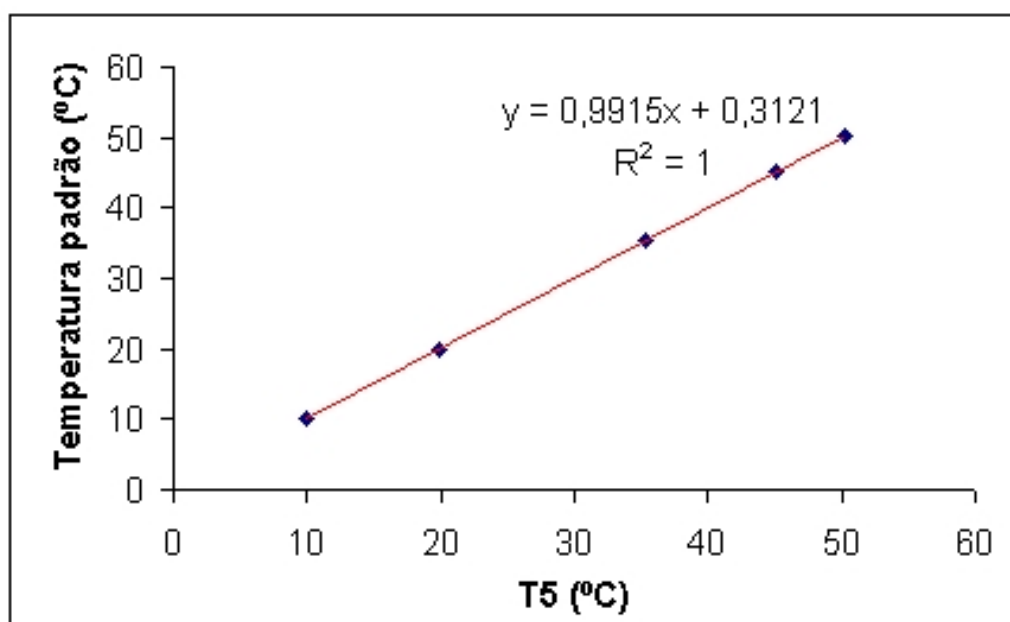


Figura C.5. Curva de correlação para o termopar T5.

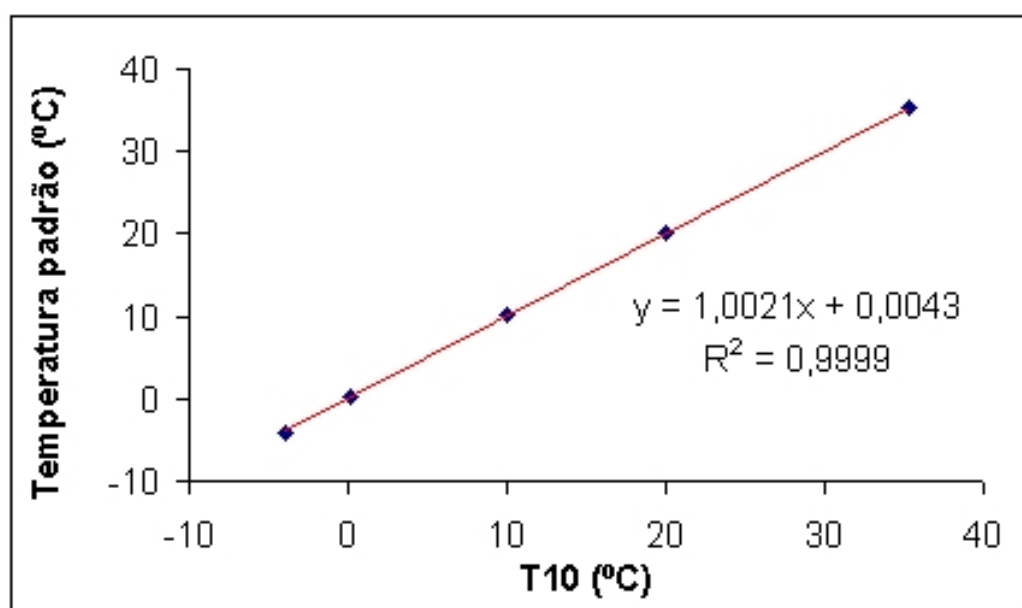


Figura C.6. Curva de correlação para o termopar T10.

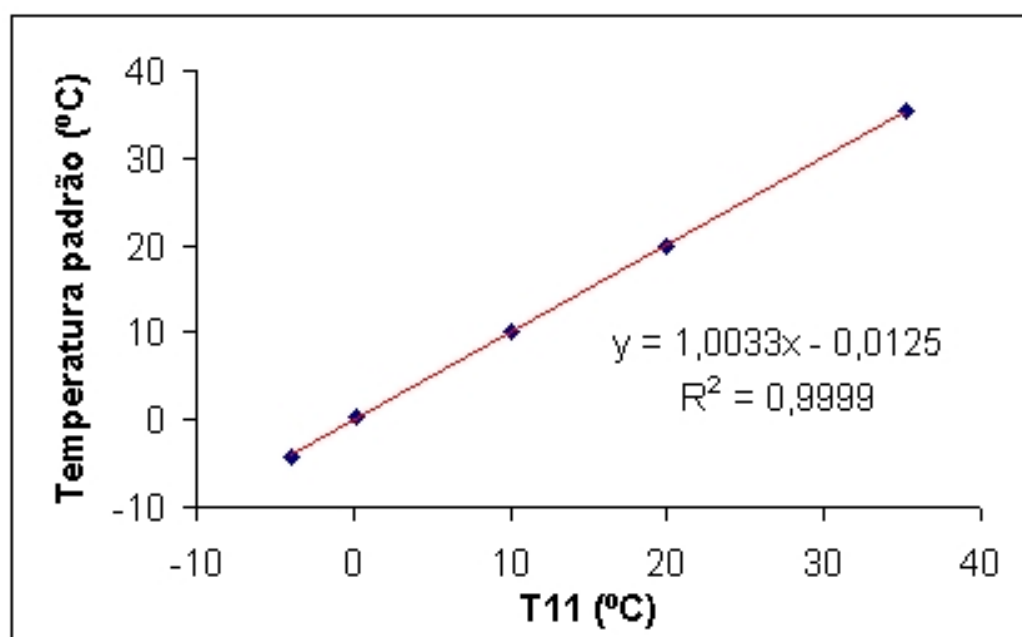


Figura C.7. Curva de correlação para o termopar T11.

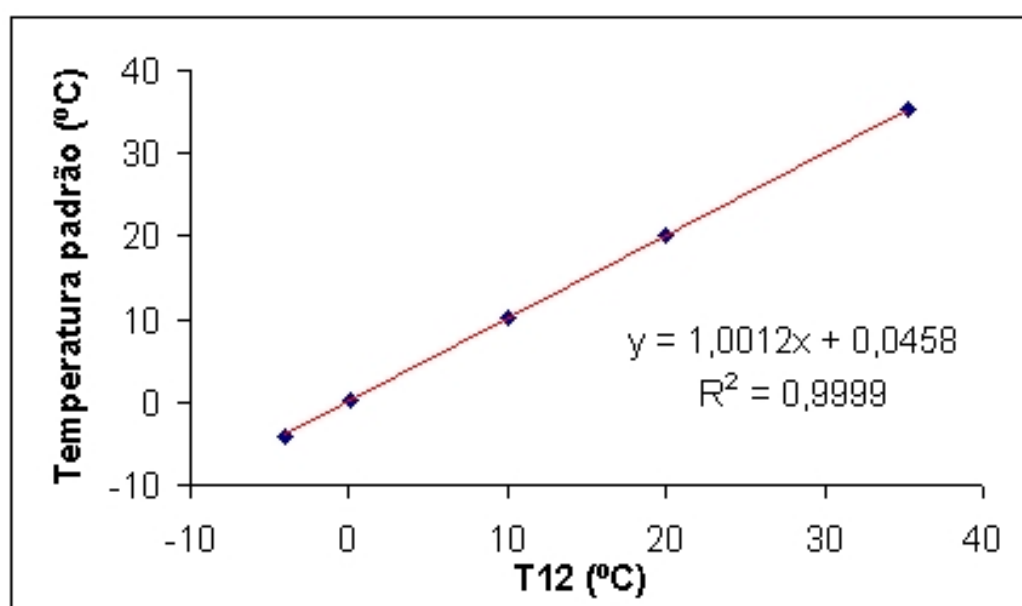


Figura C.8. Curva de correlação para o termopar T12.

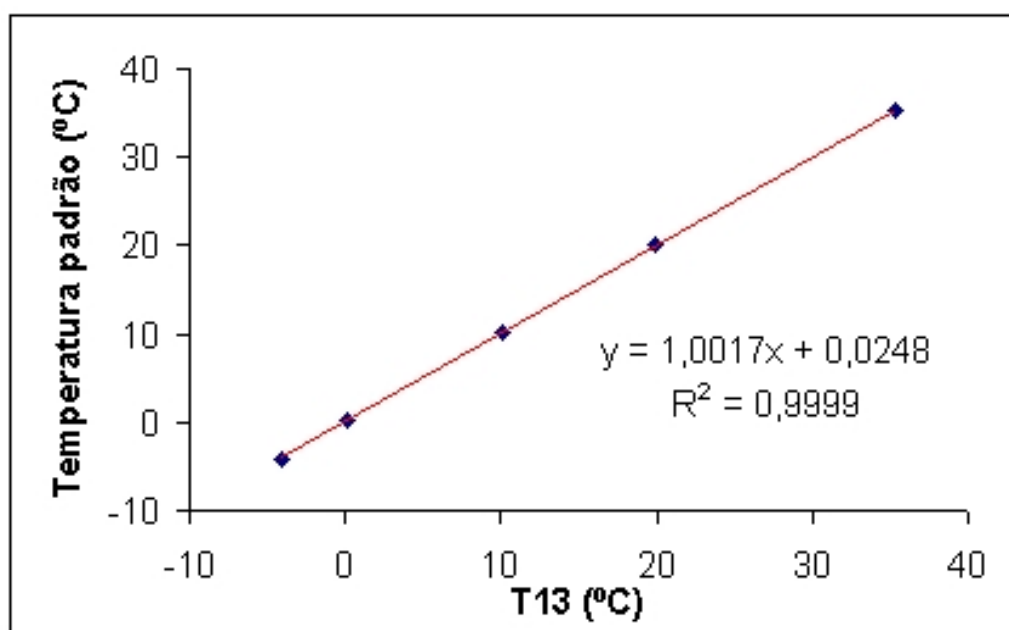


Figura C.9. Curva de correlação para o termopar T13.

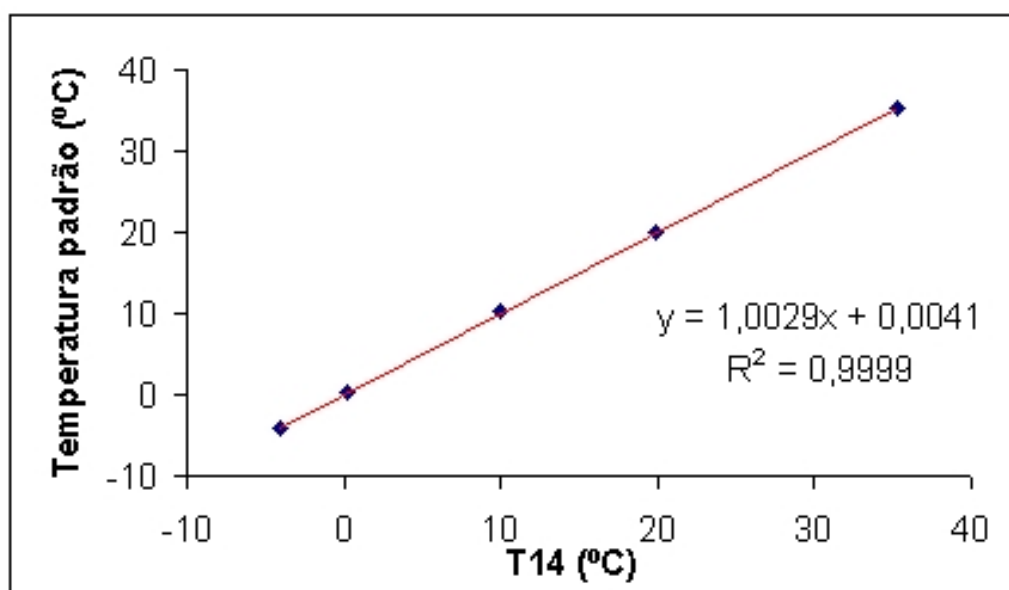


Figura C.10. Curva de correlação para o termopar T14.

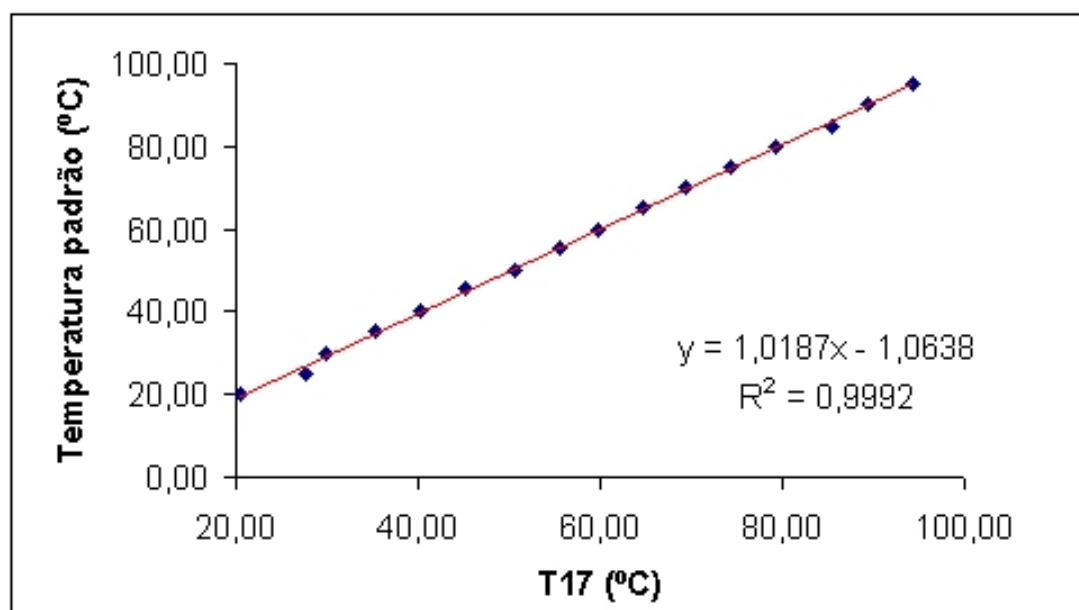


Figura C.11. Curva de correlação para o termopar T17.

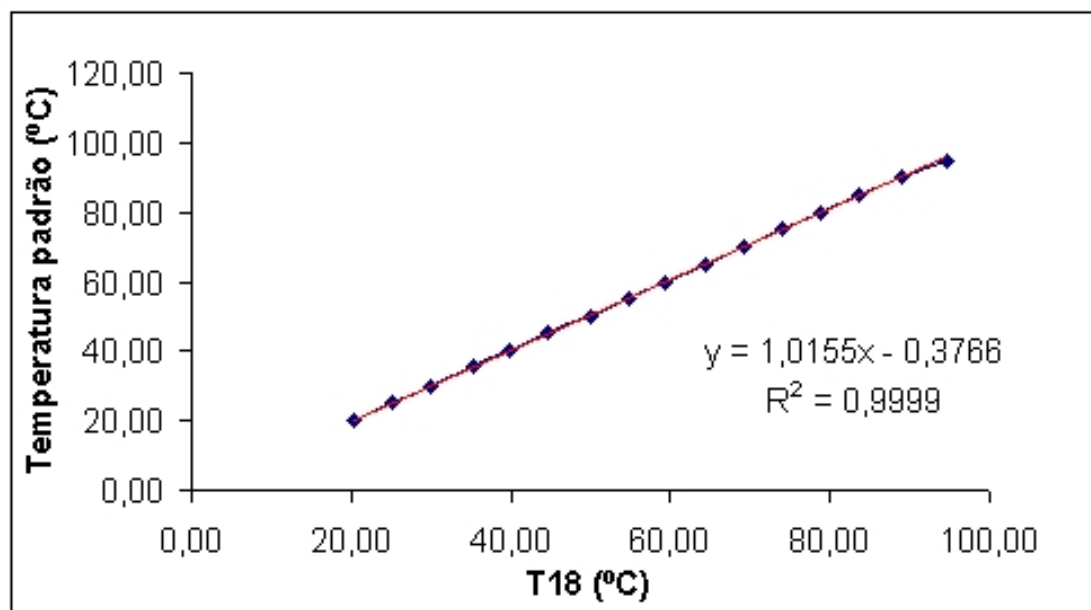


Figura C.12. Curva de correlação para o termopar T18.

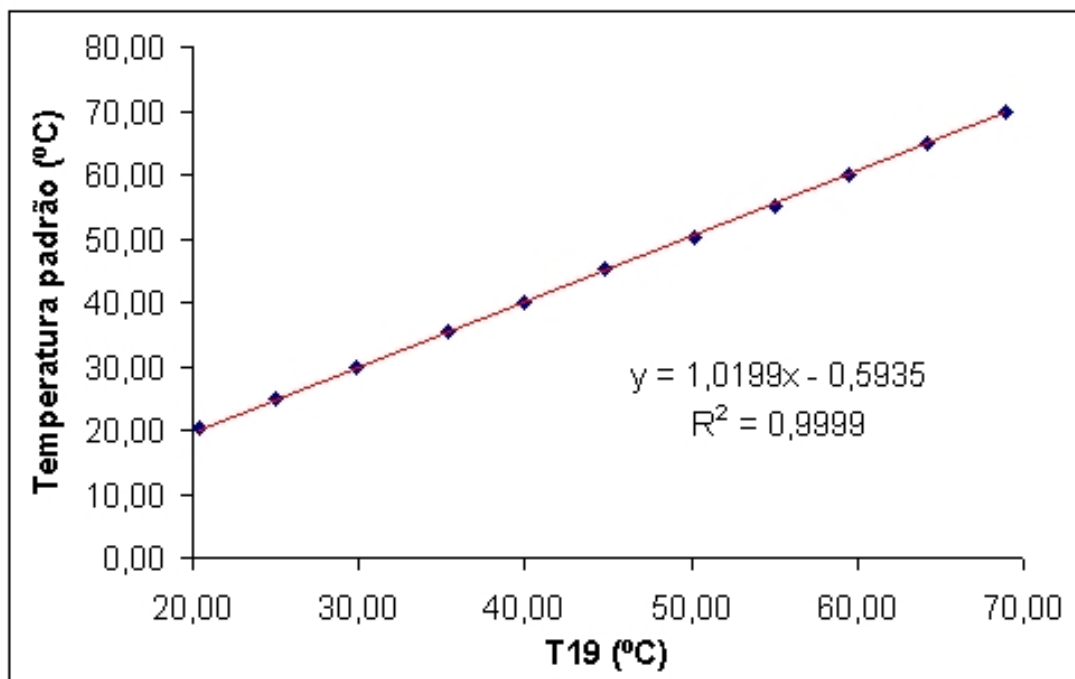


Figura C.13. Curva de correlação para o termopar T19.

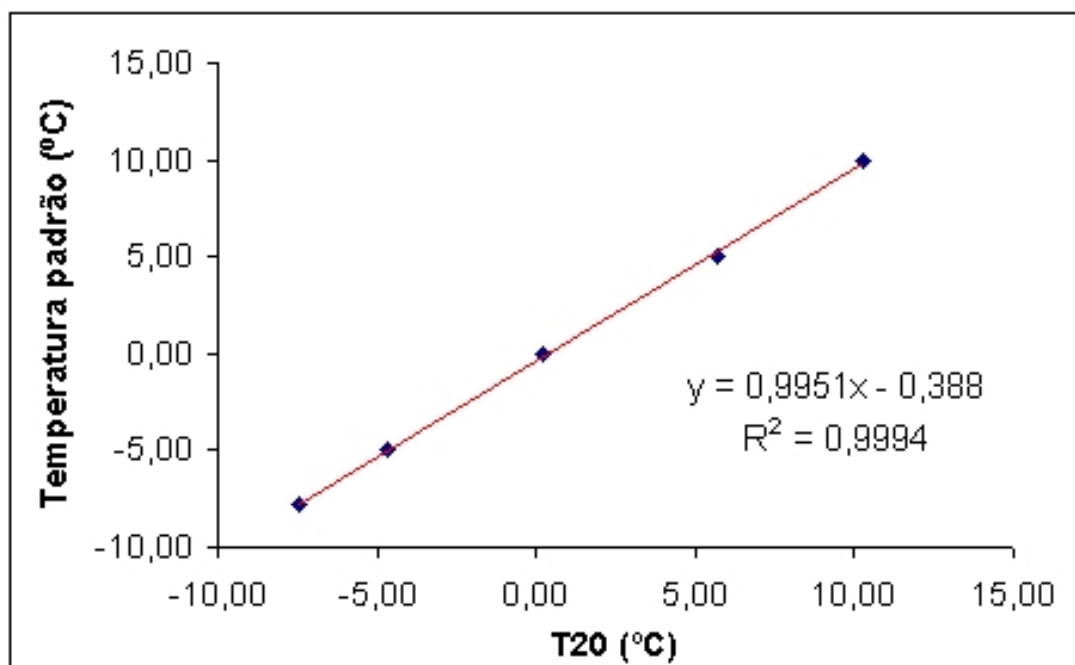


Figura C.14. Curva de correlação para o termopar T20.

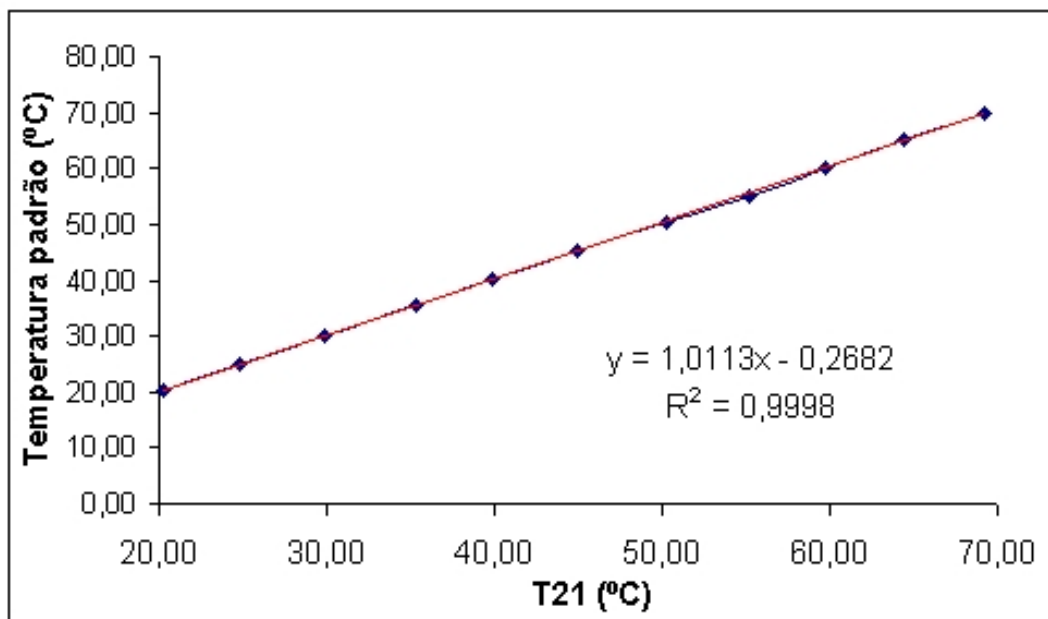


Figura C.15. Curva de correlação para o termopar T21.

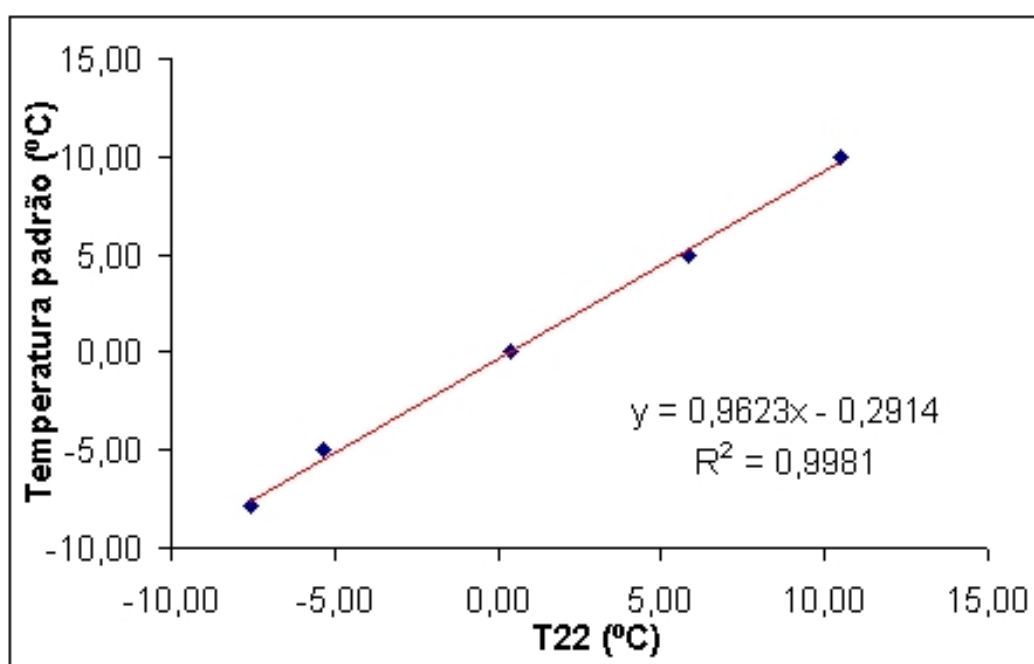


Figura C.16. Curva de correlação para o termopar T22.

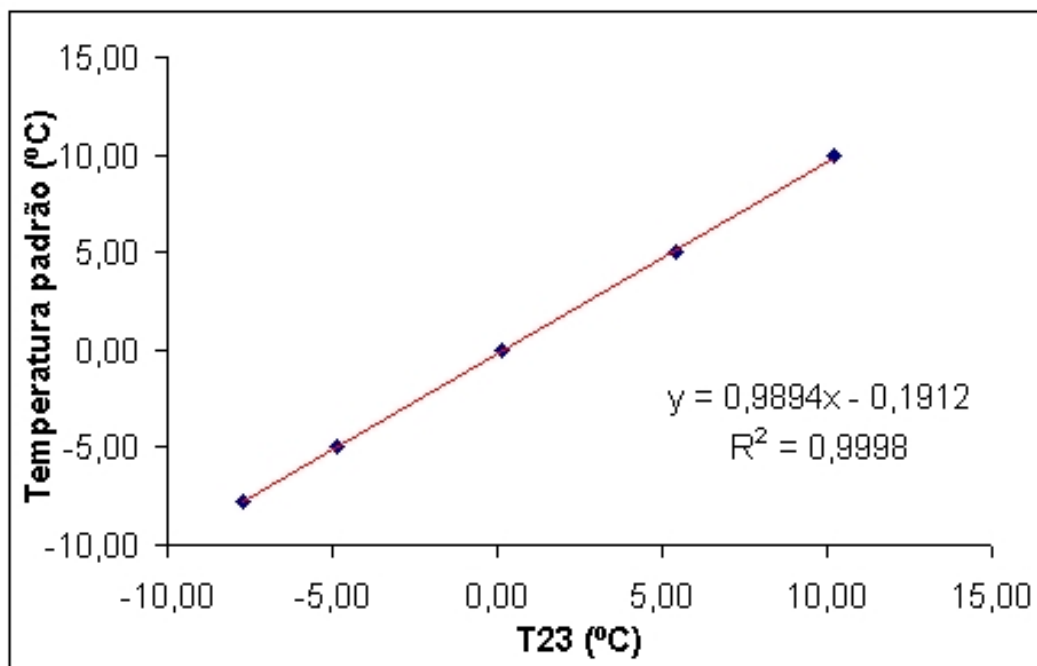


Figura C.17. Curva de correlação para o termopar T23.

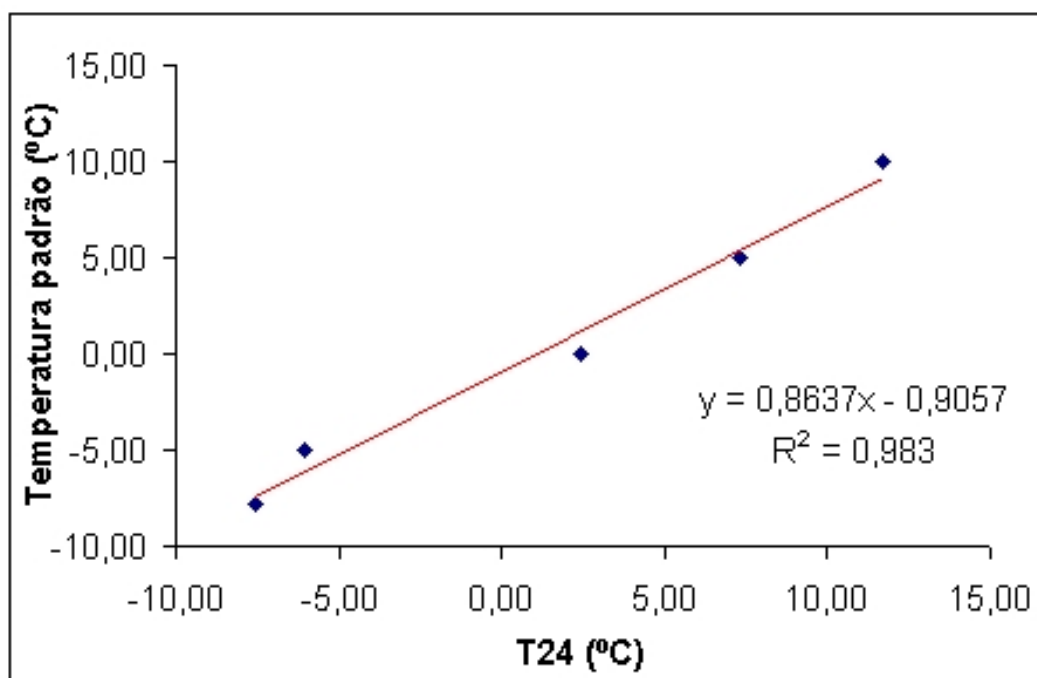


Figura C.18. Curva de correlação para o termopar T24.

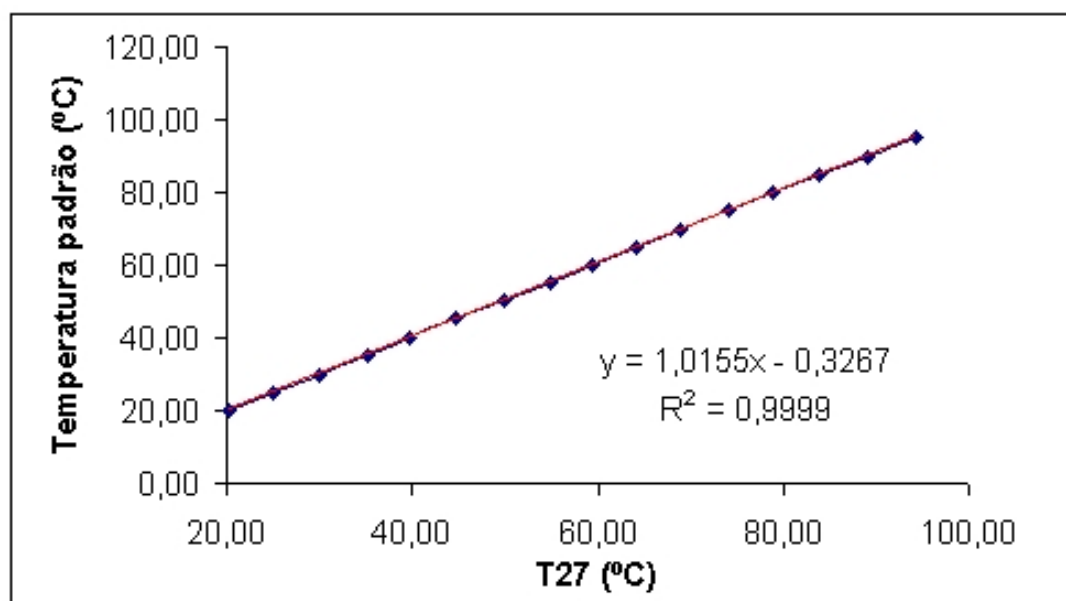


Figura C.19. Curva de correlação para o termopar T27.

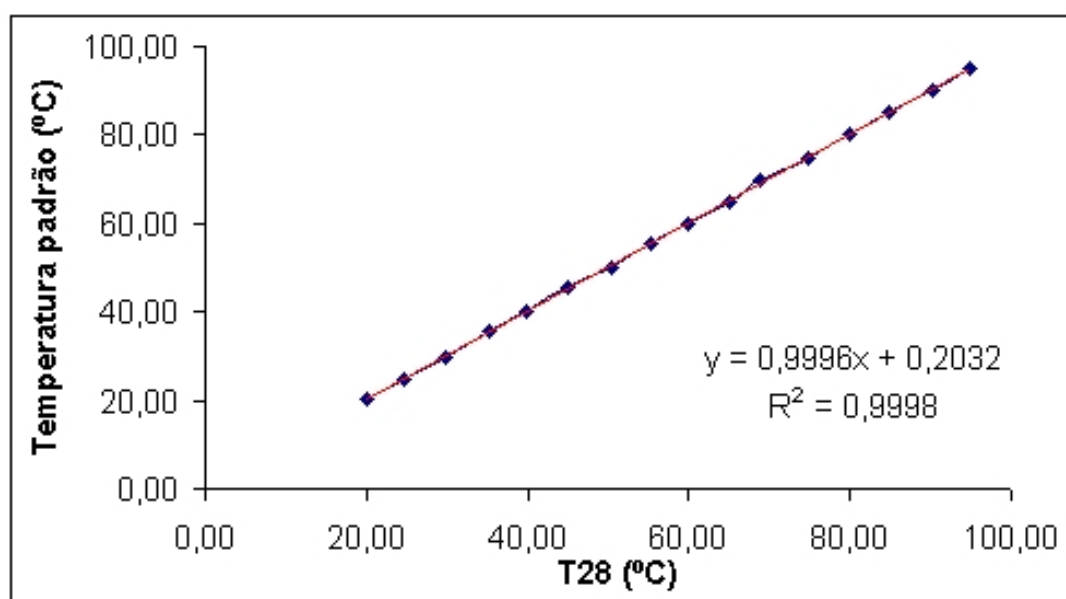


Figura C.20. Curva de correlação para o termopar T28.

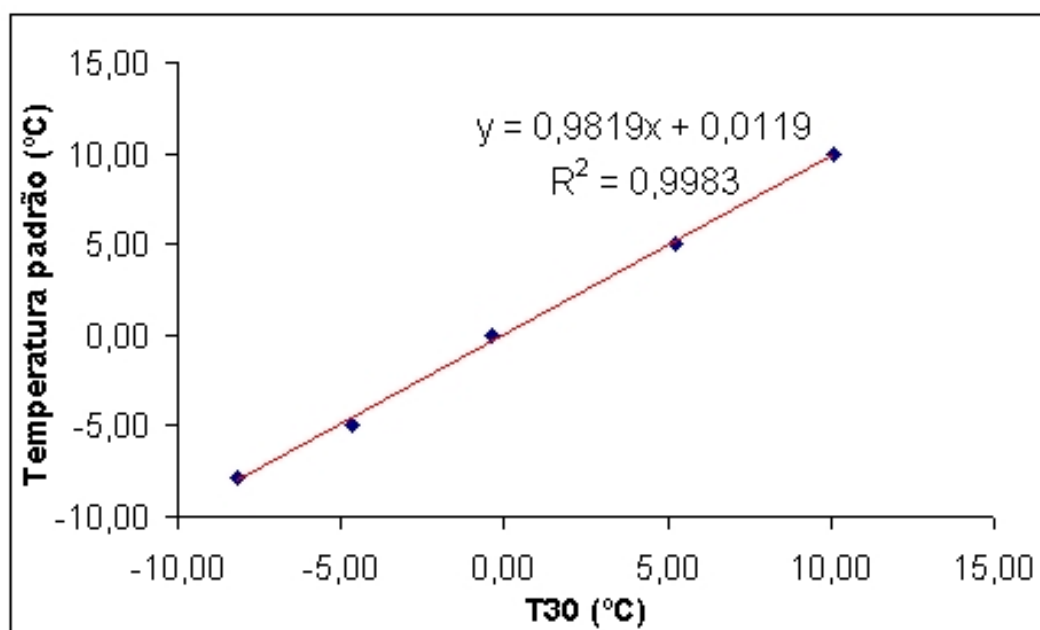


Figura C.21. Curva de correlação para o termopar T30.

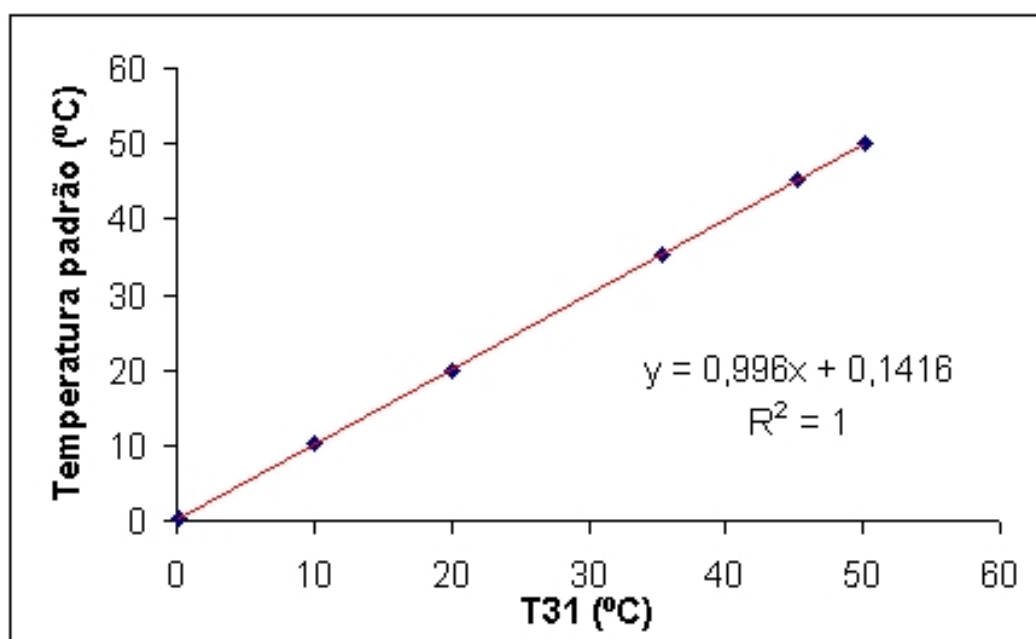


Figura C.22. Curva de correlação para o termopar T31.

APÊNDICE D

Tabela D.1. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Consumo de gás natural (m ³ /h)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
10	0,978	0,954	1,044	1,008	0,996	1,032	0,990	1,146
20	0,978	0,930	1,032	1,014	1,002	0,990	1,014	1,014
30	0,996	0,966	1,074	0,990	1,020	1,032	1,068	1,020
40	0,972	0,942	1,074	1,014	1,044	1,032	1,026	1,056
50	0,984	0,972	1,092	1,002	1,038	1,044	1,176	1,080
60	0,996	0,966	1,104	1,002	1,056	1,044	1,056	0,990
70	0,978	0,984	1,098	1,014	1,050	1,086	1,068	1,086
80	0,984	0,984	1,116	1,014	1,056	1,068	1,074	1,086
90	1,002	0,972	1,086	1,008	1,074	1,056	1,068	1,092
100	0,996	1,002	1,122	1,002	1,098	1,092	1,098	1,110
110	1,008	0,906	1,098	1,014	1,056	1,098	1,092	1,158
120	1,008	1,086	1,110	1,026	1,080	1,092	1,116	1,074
130	1,008	1,002	1,104	1,014	1,116	1,098	1,098	1,110
140	0,996	1,044	1,098	1,008	1,098	1,098	1,104	1,116
150	1,032	0,954	1,116	1,014	1,068	1,110	1,110	1,116
160	1,014	1,020	1,086	1,008	1,086	1,074	1,110	1,128
170	1,020	0,996	1,116	1,014	1,104	1,092	1,122	1,128
180	1,020	1,026	1,104	1,002	1,092	1,110	1,116	1,116
190	1,008	1,014	1,092	0,996	1,110	1,098	1,098	1,116
200	1,026	1,014	1,092	1,008	1,128	1,092	1,128	1,170
210	1,044	1,014	1,098	1,002	1,056	1,092	1,116	1,116
220	1,032	1,014	1,092	1,002	1,230	1,104	1,110	1,134
230	1,020	1,026	1,086	1,002	1,110	1,098	1,110	1,164
240	1,056	1,014	1,098	1,026	1,116	1,122	1,116	1,152
250	1,038	1,026	1,098	1,014	1,104	1,074	1,116	1,134
260	1,044	1,002	1,092	1,014	1,110	1,104	1,122	1,134
270	1,044	1,038	1,140	1,020	1,134	1,104	1,134	1,134
280	1,050	1,026	1,050	1,014	1,134	1,098	1,128	1,146
290	1,044	1,014	1,086	1,026	1,146	1,098	1,134	1,158
300	1,062	1,020	1,086	1,020	1,110	1,110	1,134	1,146
Média	1,015	0,998	1,093	1,010	1,087	1,081	1,098	1,111

Tabela D.2. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Consumo de gás natural (m ³ /h)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
10	1,008	1,020	1,038	1,026	1,044	0,984	1,044	1,058
20	0,996	1,002	0,990	1,038	1,008	0,984	1,032	1,094
30	1,014	0,996	1,014	1,026	1,032	0,978	1,032	1,094
40	1,026	1,002	1,014	1,032	1,014	0,978	1,020	1,092
50	1,026	1,008	0,990	1,044	1,038	0,984	1,026	1,092
60	1,020	1,008	1,032	1,038	1,038	0,990	1,032	1,120
70	1,032	1,002	1,014	1,056	1,026	0,978	1,020	1,110
80	1,020	1,014	1,020	1,044	1,032	1,002	1,038	1,096
90	1,026	1,014	1,008	1,050	1,044	0,984	1,026	1,094
100	1,032	1,008	1,014	1,044	1,026	0,978	1,038	1,090
110	1,026	1,014	1,020	1,062	1,050	1,002	1,038	1,126
120	1,056	1,014	1,014	1,056	1,032	0,990	1,044	1,138
130	1,062	0,984	1,014	1,062	1,038	0,978	1,038	1,132
140	1,026	1,026	1,014	1,056	1,038	0,996	1,050	1,138
150	1,044	1,020	1,026	1,080	1,032	1,014	1,056	1,162
160	1,050	1,014	1,014	1,062	1,038	0,984	1,056	1,102
170	1,038	0,996	1,020	1,062	1,032	0,990	1,056	1,144
180	1,056	1,026	1,032	1,074	1,038	0,996	1,074	1,138
190	1,086	1,020	1,014	1,086	1,038	0,996	1,050	1,144
200	1,056	1,020	1,056	1,074	1,038	0,990	1,056	1,150
210	1,044	1,026	1,026	1,116	1,032	0,996	1,050	1,150
220	1,080	1,038	1,026	1,086	1,044	0,996	1,062	1,150
230	1,080	1,032	1,038	1,122	1,032	0,996	1,044	1,168
240	1,068	1,032	1,020	1,116	1,038	1,002	1,068	1,156
250	1,086	1,032	1,032	1,110	1,050	1,008	1,074	1,132
260	1,086	1,032	1,032	1,092	1,032	1,014	1,062	1,162
270	1,098	1,032	1,038	1,116	1,044	1,014	1,068	1,156
280	1,098	1,062	1,038	1,098	1,050	1,020	1,068	1,198
290	1,092	1,038	1,020	1,092	1,044	1,014	1,080	1,084
300	1,086	1,050	1,050	1,092	1,056	1,014	1,074	1,138
Média	1,051	1,019	1,023	1,070	1,037	0,995	1,049	1,127

Tabela D.3. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da água quente (°C)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
0	20,0	20,0	25,6	25,0	20,5	20,0	25,5	25,0
10	21,4	21,9	27,9	27,7	22,7	23,5	27,6	27,6
20	23,2	23,9	29,7	29,5	24,5	25,3	29,6	29,5
30	25,2	25,6	31,5	31,3	26,5	27,1	31,6	31,3
40	27,0	27,3	33,5	33,1	28,3	29,1	33,5	33,0
50	28,7	29,1	35,2	34,8	30,3	31,0	35,5	34,8
60	30,5	30,7	36,9	36,5	32,1	32,9	37,1	36,5
70	32,3	32,3	38,5	38,1	33,9	34,8	38,8	38,1
80	33,9	34,0	40,2	39,7	35,5	36,5	40,4	39,8
90	35,5	35,5	41,7	41,2	37,3	38,3	41,9	41,5
100	37,0	37,1	43,4	42,7	39,0	40,0	43,5	43,1
110	38,5	38,5	44,9	44,2	40,6	41,6	44,9	44,6
120	40,1	40,1	46,4	45,6	42,2	43,3	46,4	46,3
130	41,5	41,5	47,8	47,0	43,7	44,4	47,8	47,8
140	43,0	43,0	49,1	48,4	45,1	46,5	49,0	49,2
150	44,5	44,3	50,5	49,7	46,7	48,0	50,1	50,6
160	45,8	45,7	51,9	51,0	48,0	49,3	51,3	52,1
170	47,2	47,1	53,2	52,3	49,3	50,8	52,2	53,4
180	48,5	48,4	54,4	53,5	50,7	52,2	53,2	54,8
190	49,8	49,7	55,7	54,7	52,0	53,5	54,1	56,1
200	51,2	50,9	56,9	55,8	53,3	54,8	55,1	57,4
210	52,4	52,1	58,1	57,0	54,6	56,1	55,8	58,7
220	53,7	53,4	59,2	58,1	55,9	57,4	56,7	59,8
230	54,8	54,5	60,3	59,1	57,0	58,6	57,4	61,0
240	56,0	55,7	61,4	60,2	58,2	59,8	58,2	62,1
250	57,1	56,8	62,6	61,3	59,4	60,9	58,9	63,3
260	58,2	57,9	63,6	62,3	60,5	62,0	59,6	64,3
270	59,3	59,0	64,7	63,3	61,7	63,1	60,3	65,4
280	60,5	60,1	65,6	64,3	62,7	64,2	61,0	66,5
290	61,5	61,1	66,0	65,2	63,8	65,2	61,5	67,5
300	62,5	62,0	66,2	66,2	64,9	66,3	62,2	68,6

Tabela D.4. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da água quente (°C)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
0	20,0	20,0	25,0	25,0	20,0	20,0	26,0	25,0
10	21,7	23,3	28,1	27,7	23,6	21,6	28,3	28,1
20	23,6	25,3	29,9	29,6	25,3	23,7	30,1	30,2
30	25,4	27,0	31,6	21,5	27,3	25,7	32,0	32,1
40	27,3	28,8	33,3	33,2	29,1	27,7	33,8	33,9
50	29,3	30,4	35,0	34,9	30,9	29,8	35,5	35,7
60	31,0	32,1	36,7	36,6	32,8	31,7	37,1	37,6
70	32,7	33,7	38,2	38,3	34,5	33,5	38,9	39,3
80	34,4	35,3	39,8	39,8	36,2	35,4	40,5	40,5
90	36,0	36,8	41,1	41,4	37,9	37,1	42,1	42,0
100	37,7	38,3	42,7	42,9	39,4	38,8	43,6	43,5
110	39,4	39,7	44,2	44,4	41,0	40,5	45,1	44,9
120	40,8	41,3	45,5	45,7	42,5	42,1	46,5	46,3
130	42,3	42,5	46,9	47,2	44,1	43,7	47,9	47,8
140	43,8	43,9	48,2	48,6	45,5	45,2	49,4	49,1
150	45,3	45,3	49,6	49,9	46,9	46,8	50,7	50,6
160	46,8	46,5	50,7	51,3	48,3	48,2	52,0	51,8
170	48,1	47,8	52,1	52,6	49,6	49,2	53,2	53,0
180	49,6	49,1	53,2	53,9	50,9	51,0	54,5	54,0
190	50,8	50,3	54,3	55,1	52,2	52,3	55,7	54,9
200	52,0	51,4	55,5	56,3	53,4	53,7	56,9	56,0
210	53,4	52,5	56,6	57,5	54,6	54,9	58,1	56,9
220	54,7	53,7	57,7	58,6	55,7	56,2	59,2	57,9
230	55,9	54,7	58,8	59,7	56,9	57,3	60,3	58,7
240	57,0	55,8	59,9	60,9	58,0	58,6	61,3	59,7
250	58,2	56,8	60,9	61,9	59,0	59,7	62,1	60,4
260	59,4	57,8	62,0	63,0	60,1	60,9	63,1	61,2
270	60,6	58,8	62,9	64,0	61,2	62,0	64,1	62,0
280	61,6	59,8	63,9	65,0	62,2	63,0	65,1	62,8
290	62,7	60,7	64,8	66,0	63,2	64,0	66,0	63,4
300	63,6	61,7	65,7	67,0	64,2	65,0	67,0	64,1

Tabela D.5. Valores do diâmetro de gelo ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Diâmetro de gelo (mm)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
0	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60
10	20,30	18,40	15,60	16,00	15,60	15,60	15,60	15,60
20	24,40	24,20	19,50	23,00	20,30	15,60	20,00	19,50
30	29,90	30,00	26,30	28,20	23,40	18,70	23,00	25,10
40	33,50	34,00	31,30	31,70	25,30	20,30	25,65	28,40
50	37,20	37,40	35,00	35,00	28,00	22,10	28,60	30,90
60	40,00	41,60	37,80	37,40	31,30	25,00	30,65	32,70
70	42,60	43,80	40,50	40,40	34,20	27,50	32,20	35,35
80	44,70	46,00	43,40	43,00	36,70	30,00	34,50	38,00
90	47,40	48,20	46,90	45,00	38,00	32,10	35,00	39,80
100	49,60	49,90	48,20	46,90	40,00	34,10	36,40	41,80
110	51,10	52,70	50,80	48,80	42,60	36,10	38,80	43,90
120	53,30	54,00	52,00	50,70	43,90	39,50	40,00	45,20
130	55,00	56,10	53,50	52,50	45,70	42,00	41,40	47,20
140	56,70	57,60	55,60	54,20	48,60	43,50	42,65	49,20
150	58,40	58,80	57,10	55,80	50,60	44,60	43,50	51,00
160	59,80	60,20	59,00	56,60	52,40	47,00	44,65	53,00
170	61,00	62,60	60,20	58,10	53,40	49,60	45,70	54,70
180	62,20	63,50	61,80	59,80	54,40	50,80	46,30	56,40
190	63,80	64,70	63,50	61,60	56,40	51,60	47,00	57,10
200	65,10	66,00	64,80	62,60	57,00	52,90	47,70	59,20
210	66,40	67,40	66,00	64,40	58,60	53,40	48,40	61,60
220	67,50	68,70	67,10	65,20	60,30	55,50	48,75	62,50
230	68,60	70,00	68,70	66,00	61,60	57,30	49,00	63,50
240	69,90	71,10	69,80	67,10	62,90	58,00	49,35	64,50
250	71,00	72,30	71,50	68,10	63,60	59,30	49,70	65,80
260	72,10	73,30	72,40	69,60	64,60	60,40	50,00	66,70
270	73,10	74,30	73,60	70,90	66,40	61,00	50,25	67,70
280	74,40	75,20	74,70	72,00	66,90	62,00	50,80	68,90
290	75,60	76,30	74,90	73,00	67,00	63,00	51,00	69,60
300	76,60	77,30	75,00	74,10	68,20	64,50	51,10	70,60

Tabela D.6. Valores do diâmetro de gelo ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios com a bomba de calor “B1” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Diâmetro de gelo (mm)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
0	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60
10	15,60	19,60	21,70	17,50	15,60	15,60	15,60	15,60
20	20,00	25,60	27,20	25,00	15,60	15,60	18,80	19,00
30	27,00	29,90	31,30	30,00	21,60	20,60	22,30	22,40
40	31,70	33,40	35,00	34,00	25,60	25,20	25,40	24,80
50	35,60	36,70	38,60	37,00	28,40	28,70	28,20	27,40
60	39,10	39,00	40,90	40,00	31,00	31,40	31,60	29,80
70	41,90	41,70	43,60	43,00	33,10	34,00	32,50	32,60
80	44,40	44,30	45,80	45,60	35,70	36,30	34,10	32,80
90	46,70	46,60	47,70	47,80	37,60	38,80	36,20	33,80
100	49,00	48,60	50,00	49,70	39,80	40,90	38,30	35,30
110	51,20	50,70	52,20	51,50	41,90	42,90	40,00	37,40
120	53,30	52,00	54,00	53,40	44,40	45,10	42,10	38,40
130	55,10	53,80	56,00	55,00	46,00	47,30	44,00	38,90
140	56,90	55,00	57,70	56,80	47,50	49,00	45,50	40,70
150	58,20	57,50	59,00	58,00	49,90	50,60	47,40	41,70
160	60,30	59,00	60,60	59,60	51,30	52,00	48,90	42,90
170	61,70	60,30	62,10	61,00	53,00	54,30	54,70	44,20
180	63,70	61,80	63,30	62,30	54,60	55,80	53,30	44,60
190	64,80	63,00	64,50	64,50	56,10	57,60	54,70	45,30
200	66,20	64,30	66,50	65,20	57,60	58,90	55,60	48,10
210	67,50	65,70	67,50	66,70	58,90	59,90	56,60	47,10
220	68,70	66,70	68,50	67,70	60,80	61,10	57,70	48,70
230	69,70	67,70	69,40	68,70	61,90	62,40	58,90	49,10
240	70,90	68,80	70,30	69,60	63,00	63,40	60,90	49,50
250	71,80	70,00	71,50	70,70	64,30	64,80	62,30	50,20
260	72,80	71,00	72,50	71,80	65,50	65,90	63,40	50,30
270	74,00	72,00	73,30	72,70	67,00	67,10	64,90	51,00
280	75,00	73,00	74,50	73,90	68,30	68,20	66,60	51,30
290	75,80	74,00	75,50	74,60	69,20	69,70	67,70	51,70
300	76,70	74,80	76,60	75,60	70,20	70,90	68,60	52,10

APÊNDICE E

Tabela E.1. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Consumo de gás (m ³ /h)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
10	1,266	1,134	1,146	1,056	1,056	1,020	1,092	1,098
20	1,188	1,104	1,062	1,122	1,074	1,062	1,068	1,104
30	1,194	1,140	1,146	1,110	1,074	1,092	1,092	1,110
40	1,188	1,140	1,164	1,110	1,110	1,092	1,068	1,212
50	1,194	1,140	1,068	1,116	1,080	1,074	1,092	1,098
60	1,194	1,170	1,098	1,116	1,068	1,086	1,074	1,062
70	1,170	1,164	1,086	1,110	1,098	1,098	1,086	1,044
80	1,170	1,128	1,122	1,116	1,110	1,098	1,086	1,110
90	1,152	1,110	1,110	1,218	1,062	1,080	1,098	1,110
100	1,200	1,146	1,104	1,038	1,116	0,864	1,092	1,146
110	1,182	1,134	1,104	1,134	1,050	1,038	1,086	1,092
120	1,176	1,146	1,116	1,140	1,092	1,134	1,080	1,122
130	1,182	1,146	1,104	1,122	1,116	1,122	1,128	1,116
140	1,182	1,146	1,098	1,092	1,122	1,098	1,050	1,122
150	1,182	1,152	1,164	1,128	1,092	1,092	1,086	1,134
160	1,188	1,140	1,074	1,164	1,170	1,158	1,272	1,116
170	1,224	1,146	1,122	1,050	1,086	1,068	0,906	1,110
180	1,158	1,146	1,122	1,032	1,122	1,092	1,086	1,104
190	1,182	1,140	1,116	1,158	1,176	1,092	1,086	1,122
200	1,200	1,134	1,116	1,182	1,044	1,308	1,080	1,152
210	1,164	1,134	1,122	1,134	1,050	1,044	1,080	1,092
220	1,188	1,140	1,110	1,164	1,170	0,990	1,086	1,116
230	1,170	1,128	1,110	1,110	1,014	1,230	1,086	1,080
240	1,182	1,140	1,116	1,044	1,044	1,104	1,092	1,176
250	1,176	0,996	1,110	1,104	1,122	0,960	1,086	1,068
260	1,200	1,122	1,116	1,122	1,122	1,326	1,086	1,158
270	1,140	1,116	1,110	1,014	1,062	0,978	1,092	1,188
280	1,182	1,128	1,104	1,080	1,176	0,960	1,086	1,014
290	1,146	1,152	1,116	1,020	1,074	1,218	1,086	1,056
300	1,158	1,104	1,104	1,284	1,092	1,308	1,164	1,230
Média	1,183	1,132	1,112	1,113	1,095	1,096	1,088	1,115

Tabela E.2. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Consumo de gás (m³/h)							
	Ensaio 9	Ensaio 10	Ensaio 11	Ensaio 12	Ensaio 13	Ensaio 14	Ensaio 15	Ensaio 16
10	1,146	1,062	1,002	1,068	1,020	1,062	1,026	1,056
20	1,146	1,080	1,020	1,068	1,092	1,086	1,026	1,056
30	1,158	1,074	1,056	1,092	1,128	1,110	1,026	1,062
40	1,182	1,104	1,092	1,074	1,086	1,098	1,020	1,068
50	1,170	1,146	1,050	1,200	1,068	1,152	0,996	1,074
60	1,188	1,068	1,032	0,984	1,092	1,074	1,032	1,074
70	1,134	1,104	1,122	1,428	1,104	1,134	1,008	1,074
80	1,170	1,098	0,924	0,750	1,122	1,104	1,086	1,104
90	1,182	1,140	1,056	1,260	1,116	1,068	1,020	1,080
100	1,152	1,128	1,296	1,044	1,098	1,104	1,038	0,882
110	1,206	1,056	1,032	1,140	1,110	1,122	0,960	1,206
120	1,206	1,110	0,858	0,966	1,110	1,098	1,020	1,044
130	1,152	1,116	1,056	1,122	1,110	1,134	1,242	0,936
140	1,092	1,128	1,068	1,212	1,110	1,116	1,044	1,008
150	1,158	1,104	1,074	1,338	1,158	1,110	1,050	1,188
160	1,224	1,158	1,056	0,804	1,068	1,116	1,098	1,080
170	1,122	1,074	1,092	1,236	1,110	1,110	1,038	0,966
180	1,230	1,116	1,062	1,020	1,092	1,116	0,900	1,200
190	1,206	1,122	1,062	1,044	1,116	1,086	0,924	0,984
200	1,170	1,134	1,062	1,224	1,104	1,110	1,230	1,128
210	1,278	1,116	1,074	1,068	1,098	1,134	1,068	1,068
220	1,092	1,128	1,056	1,176	1,140	1,110	1,056	1,140
230	1,176	1,122	1,062	1,062	1,074	1,110	1,074	1,026
240	1,188	1,116	1,050	1,074	1,092	1,116	1,050	1,098
250	1,224	1,134	0,768	1,032	1,110	1,116	1,086	1,086
260	1,170	1,104	1,374	1,248	1,092	1,110	1,068	1,128
270	1,248	1,122	1,044	1,014	1,092	1,116	1,050	0,996
280	1,152	1,128	1,056	1,086	1,092	1,128	1,056	1,110
290	1,218	1,122	1,068	1,116	1,098	1,104	1,068	1,032
300	1,194	1,122	1,068	1,110	1,068	1,104	1,032	1,296
Média	1,178	1,111	1,056	1,102	1,099	1,109	1,046	1,075

Tabela E.3. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Consumo de gás (m ³ /h)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
10	1,002	1,122	0,954	1,302	1,068	1,128	1,098	1,110
20	1,026	1,056	1,152	1,026	1,098	1,074	0,912	1,146
30	1,038	0,972	1,326	1,068	1,074	1,098	1,098	1,230
40	1,032	1,050	0,894	1,170	1,074	1,098	0,948	1,098
50	1,038	1,098	1,224	1,230	1,068	1,074	1,044	1,170
60	1,044	1,020	0,960	1,188	1,122	1,086	0,996	1,230
70	1,056	1,068	1,134	1,284	1,110	1,098	1,044	1,182
80	1,068	1,128	1,158	1,056	1,080	1,122	1,014	1,158
90	1,068	0,912	1,062	1,284	0,972	1,062	1,038	1,176
100	1,056	1,122	1,062	1,224	1,188	1,116	1,020	1,182
110	1,062	1,098	1,140	1,218	1,044	1,110	1,032	1,182
120	0,948	1,068	1,224	1,140	1,128	1,092	1,038	1,170
130	1,140	1,266	0,960	1,230	1,092	1,092	1,032	1,140
140	1,122	1,014	1,086	1,260	1,110	1,104	1,032	1,194
150	1,098	0,852	1,128	1,284	1,110	1,080	1,032	1,158
160	1,110	1,206	1,146	1,074	1,098	1,098	1,044	1,152
170	1,104	1,014	1,032	1,230	1,080	1,092	0,936	1,176
180	0,996	0,990	1,146	1,218	1,098	1,098	1,116	1,176
190	1,104	1,008	1,104	1,176	1,098	1,068	1,032	1,182
200	1,026	1,014	1,134	1,158	1,128	0,936	1,080	1,188
210	1,158	0,960	1,086	1,068	1,110	1,086	1,044	1,188
220	1,020	1,104	1,014	0,924	1,104	0,930	0,984	1,176
230	0,930	0,984	1,152	1,032	1,092	1,020	1,038	1,176
240	1,104	1,086	1,116	0,954	1,098	1,092	1,050	1,212
250	1,206	1,050	1,050	0,894	1,098	1,086	1,110	1,158
260	1,140	1,068	1,032	0,846	1,098	1,092	1,110	1,170
270	1,092	0,990	1,254	0,930	1,092	1,092	0,912	1,188
280	1,146	1,056	1,098	0,798	1,104	1,104	1,050	1,224
290	1,014	1,038	1,080	0,984	1,092	1,056	1,050	1,170
300	1,098	1,020	1,086	1,014	1,098	1,050	1,038	0,984
Média	1,068	1,048	1,100	1,109	1,094	1,078	1,032	1,168

Tabela E.4. Valores do consumo de gás natural ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Consumo de gás (m3/h)							
	Ensaio 9	Ensaio 10	Ensaio 11	Ensaio 12	Ensaio 13	Ensaio 14	Ensaio 15	Ensaio 16
10	1,074	1,104	1,002	1,038	1,062	1,140	1,086	1,074
20	0,882	1,086	1,020	1,032	1,104	0,978	1,080	1,032
30	1,206	1,068	1,056	1,038	1,080	1,086	1,098	1,056
40	1,086	1,134	1,092	1,044	1,086	1,146	1,098	1,062
50	1,098	1,092	1,050	1,050	1,092	1,104	1,110	1,068
60	1,002	1,104	1,032	1,068	1,080	1,152	1,110	1,098
70	1,152	1,080	1,122	1,050	1,086	1,122	1,122	1,062
80	1,014	1,134	0,924	1,068	1,116	1,026	1,074	1,098
90	1,110	1,056	1,056	1,056	1,128	1,290	1,200	1,050
100	1,248	1,122	1,296	1,134	1,098	1,020	1,080	1,152
110	1,212	1,146	1,032	0,966	1,098	1,080	1,134	1,038
120	0,918	1,128	0,858	1,182	1,134	1,098	1,104	1,110
130	1,086	1,146	1,056	1,104	1,134	1,152	1,194	1,122
140	1,104	1,068	1,068	0,996	1,164	1,242	1,152	1,008
150	1,206	1,212	1,074	1,200	1,068	1,068	1,020	1,104
160	0,912	1,032	1,056	0,972	1,116	1,182	1,242	1,110
170	1,428	1,140	1,092	1,014	1,146	1,044	1,080	1,098
180	0,936	1,278	1,062	1,158	1,170	1,158	1,158	1,320
190	1,212	0,954	1,062	1,002	1,122	1,206	1,164	0,918
200	1,092	1,116	1,062	1,104	1,218	1,116	1,074	1,134
210	1,116	1,128	1,074	1,056	1,098	1,170	1,236	1,080
220	1,290	1,122	1,056	1,140	1,176	1,104	1,098	1,176
230	1,002	1,122	1,062	1,074	1,164	1,164	1,086	1,092
240	0,990	1,122	1,050	1,080	1,146	1,122	1,092	1,002
250	1,428	1,128	1,068	1,182	1,176	1,170	1,098	1,122
260	1,134	1,128	1,074	1,062	1,152	1,110	1,362	1,248
270	0,966	1,116	1,044	1,056	1,152	1,170	0,858	1,098
280	0,978	1,116	1,056	1,002	1,170	1,170	1,116	1,086
290	1,170	1,116	1,068	1,128	1,206	1,092	0,930	1,074
300	1,062	1,104	1,068	1,128	1,218	1,158	1,212	1,122
Média	1,104	1,113	1,056	1,073	1,132	1,128	1,116	1,094

Tabela E.5. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da água quente (°C)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
0	21,2	19,7	20,2	20,8	25,5	25,8	25,2	25,7
10	22,7	21,6	22,2	22,7	27,1	27,3	26,8	27,3
20	24,7	23,7	24,2	24,6	28,8	29,1	28,5	29,2
30	26,3	25,7	26,1	26,5	30,4	30,7	30,2	31,0
40	28,0	27,6	28,1	28,3	31,8	32,5	31,8	32,8
50	29,2	29,4	29,9	30,1	33,5	33,7	33,3	34,5
60	31,2	31,2	31,5	31,7	34,3	35,6	34,8	36,1
70	32,7	32,9	33,2	33,4	35,4	36,8	36,3	37,5
80	33,4	34,6	34,8	34,4	36,9	37,9	37,7	38,9
90	34,9	36,2	36,4	36,6	38,1	39,4	39,0	40,4
100	36,4	37,6	37,9	37,9	39,5	41,0	40,3	41,8
110	37,6	39,1	39,4	39,4	40,6	41,7	41,6	43,1
120	39,0	40,6	40,7	40,7	42,4	43,2	42,8	44,4
130	41,0	42,0	42,0	42,1	43,5	44,3	44,1	45,7
140	41,2	43,4	43,4	43,2	44,3	45,5	45,2	47,0
150	42,7	44,6	44,8	44,5	45,6	46,6	46,2	48,1
160	43,4	45,9	46,0	45,8	47,1	48,1	47,5	49,3
170	45,0	47,1	47,2	46,8	48,0	49,1	48,6	50,4
180	46,1	48,9	48,4	47,9	49,5	50,3	49,6	51,4
190	47,5	49,6	49,6	49,0	50,4	51,5	50,6	52,4
200	48,5	50,6	50,7	50,2	51,3	52,4	51,6	53,5
210	49,8	51,7	51,8	51,3	52,2	53,1	52,5	54,4
220	50,9	52,8	52,8	52,3	53,3	54,2	53,6	55,4
230	51,9	53,8	53,9	53,3	54,3	55,5	54,5	56,3
240	52,8	54,9	54,9	54,2	55,1	56,3	55,4	57,2
250	53,8	55,7	55,8	55,1	55,9	57,2	56,2	58,0
260	54,7	56,7	56,8	56,1	56,9	58,1	57,0	58,9
270	55,5	57,2	57,7	56,9	58,2	58,7	57,9	59,8
280	56,3	58,6	58,6	57,7	59,0	58,9	58,7	60,4
290	57,4	59,3	59,5	58,5	60,0	60,2	59,5	61,2
300	58,2	60,0	60,3	59,4	60,6	61,3	60,1	61,9

Tabela E.6. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da água quente (°C)							
	Ensaio 9	Ensaio 10	Ensaio 11	Ensaio 12	Ensaio 13	Ensaio 14	Ensaio 15	Ensaio 16
0	20,0	20,3	20,2	20,8	25,1	25,5	25,0	25,5
10	21,9	22,3	22,0	22,4	26,6	26,7	26,9	27,4
20	23,7	24,2	24,1	25,0	28,5	27,6	28,8	29,4
30	24,3	26,7	26,1	27,1	30,5	29,6	30,6	31,3
40	25,7	28,4	28,0	29,0	32,3	31,5	32,3	33,2
50	27,4	30,7	30,7	31,1	33,9	34,2	33,9	35,0
60	29,4	32,6	32,3	32,8	35,7	36,2	35,4	36,8
70	31,0	34,7	33,9	34,7	37,3	38,1	36,9	38,5
80	32,5	35,9	35,3	36,4	39,0	39,7	38,5	40,2
90	34,5	38,1	36,9	38,2	40,2	41,2	39,9	41,8
100	35,5	39,7	38,4	39,8	41,9	42,8	41,3	42,9
110	36,9	41,1	39,9	41,4	43,4	44,3	42,5	44,6
120	38,5	42,6	41,2	42,9	44,9	45,8	43,8	45,7
130	40,3	44,2	42,6	43,8	45,8	47,1	45,3	47,1
140	41,6	45,6	43,8	45,8	47,5	48,6	46,6	48,4
150	42,5	47,5	45,0	47,3	48,4	50,0	47,8	49,7
160	43,8	48,5	46,3	48,3	49,3	51,1	48,9	51,0
170	44,9	49,9	47,2	49,7	50,6	52,4	49,9	52,0
180	46,3	51,2	48,4	50,8	51,8	53,5	50,9	53,3
190	47,5	52,4	49,3	51,9	53,0	54,6	51,9	54,3
200	48,6	53,7	50,5	53,4	53,6	55,7	53,0	55,4
210	50,0	55,1	51,4	54,6	54,9	56,8	54,0	56,5
220	51,1	55,8	52,5	55,5	55,9	57,6	54,9	57,4
230	51,8	57,1	53,5	56,7	57,1	58,9	55,8	58,4
240	52,7	58,0	54,4	57,5	57,9	59,8	56,8	59,4
250	53,9	59,0	55,5	58,4	58,8	60,7	57,6	60,2
260	54,8	60,0	55,9	59,0	59,8	61,6	58,5	61,1
270	56,2	61,0	57,1	60,3	61,0	62,5	59,4	61,9
280	57,4	62,0	58,0	61,2	61,9	63,1	60,1	62,8
290	58,7	62,7	58,4	62,0	62,2	64,1	60,9	63,5
300	59,2	63,5	59,2	62,8	63,0	64,8	61,7	64,5

Tabela E.7. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da água quente (°C)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
0	20,5	20,4	20,4	20,4	25,1	25,3	25,4	25,3
10	22,4	22,2	22,5	22,6	26,8	27,4	27,2	27,4
20	24,1	24,1	24,5	24,4	28,6	29,3	29,0	29,3
30	25,8	25,7	26,5	26,2	30,2	31,2	31,0	31,4
40	27,5	27,5	27,9	28,0	31,6	32,8	32,6	33,0
50	29,1	29,3	29,9	30,0	33,1	34,4	34,4	34,7
60	30,6	30,7	31,3	31,6	34,8	36,0	35,9	36,5
70	32,0	32,5	32,9	33,1	36,2	37,4	37,4	38,0
80	33,2	34,0	34,6	34,9	37,6	39,0	39,0	39,5
90	34,4	35,3	35,8	36,6	39,1	40,3	40,4	41,1
100	36,2	36,8	37,3	38,1	40,3	41,7	41,9	42,4
110	37,6	38,1	38,7	39,7	41,7	43,0	43,2	43,8
120	38,8	39,3	40,6	41,0	43,0	44,3	44,5	45,2
130	40,1	40,8	41,2	42,3	44,2	45,5	45,9	46,5
140	41,4	41,7	42,5	43,6	45,4	46,7	47,1	47,7
150	42,6	43,0	43,8	45,0	46,6	47,8	48,3	48,9
160	43,6	44,2	45,0	46,1	47,6	48,9	49,4	50,1
170	44,9	44,7	46,0	47,2	48,6	49,9	50,4	51,3
180	46,0	45,8	47,2	48,4	49,6	50,4	51,6	52,3
190	47,0	47,1	48,3	49,6	50,7	51,9	52,6	53,4
200	47,7	47,7	49,4	50,6	51,7	52,7	53,8	54,5
210	49,0	48,8	50,4	51,6	52,6	53,6	54,7	55,5
220	49,7	50,0	51,2	52,5	53,7	54,5	55,6	56,5
230	51,0	51,1	52,2	53,5	54,5	55,3	56,5	57,4
240	51,5	52,0	53,3	54,3	55,4	56,1	57,4	58,3
250	52,7	52,7	54,2	55,1	56,3	56,9	58,3	59,1
260	53,7	53,5	55,1	55,8	57,2	57,6	59,2	60,0
270	54,5	54,5	56,2	56,6	57,9	58,4	60,0	60,8
280	55,1	55,4	57,1	57,3	58,8	59,2	60,9	61,6
290	55,7	56,2	58,0	58,0	59,5	60,0	61,6	62,4
300	56,1	57,0	59,1	58,8	60,3	60,7	62,3	63,1

Tabela E.8. Valores da temperatura do tanque de água quente ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da água quente (°C)							
	Ensaio 9	Ensaio 10	Ensaio 11	Ensaio 12	Ensaio 13	Ensaio 14	Ensaio 15	Ensaio 16
0	20,0	20,4	20,0	20,8	25,4	25,1	25,0	24,7
10	21,9	22,7	21,7	22,7	27,1	27,0	26,5	26,9
20	23,9	24,8	23,8	24,7	28,7	28,7	28,8	28,8
30	26,1	26,7	25,8	26,7	30,6	30,6	30,7	30,6
40	28,0	28,8	27,8	28,6	32,5	32,3	32,5	32,6
50	30,1	30,7	29,5	30,3	34,0	34,0	34,3	34,3
60	31,5	32,5	31,0	32,2	35,9	35,9	35,3	36,1
70	33,1	34,1	32,7	33,4	37,4	37,6	36,6	37,8
80	34,7	35,7	34,1	35,6	39,0	39,0	39,0	39,4
90	36,2	37,3	35,7	37,2	40,7	40,4	40,7	40,9
100	37,9	39,1	37,2	38,9	42,1	41,7	42,1	42,5
110	39,4	40,6	38,6	40,2	43,4	43,1	43,6	43,9
120	40,5	42,0	39,9	41,6	44,9	44,5	44,9	45,3
130	42,1	43,5	41,2	43,3	46,2	45,8	46,4	46,7
140	43,2	44,8	42,4	44,5	47,7	47,3	47,7	47,8
150	44,5	46,1	43,6	45,6	48,7	48,6	48,8	49,2
160	45,8	47,3	44,9	47,0	50,0	49,8	50,1	50,4
170	47,0	48,6	46,0	48,2	51,2	50,9	51,2	51,6
180	48,0	50,0	47,2	49,4	52,4	52,2	52,2	52,8
190	49,2	50,9	48,2	50,4	53,4	53,2	53,6	53,9
200	50,3	51,9	49,3	51,5	54,7	54,3	54,6	55,0
210	51,3	52,9	50,2	52,6	55,6	55,2	55,7	56,0
220	52,4	53,9	51,3	53,7	56,7	56,2	56,6	57,1
230	53,2	54,8	52,1	54,6	57,6	57,2	57,6	58,0
240	54,1	55,7	53,1	55,6	58,5	58,2	58,5	58,9
250	55,2	56,5	54,0	56,6	59,5	59,1	59,2	59,8
260	56,1	57,5	54,4	57,4	60,3	60,0	60,3	60,8
270	56,8	58,3	55,7	58,3	61,2	60,8	60,9	61,6
280	57,7	59,1	56,5	59,0	62,1	61,7	61,4	62,5
290	58,6	59,8	57,3	59,9	62,9	62,5	61,8	63,2
300	59,2	60,4	58,1	60,7	63,6	63,3	62,3	64,0

Tabela E.9. Valores da temperatura do tanque de solução água-álcool ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da solução água-álcool (°C)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
0	2,5	1,2	1,2	0,8	1,0	1,0	1,2	0,9
10	1,4	0,4	0,5	0,0	0,4	0,2	0,6	0,1
20	0,7	-0,3	0,0	-0,6	-0,1	-0,4	0,0	-0,5
30	0,1	-0,9	-0,7	-1,3	-0,6	-0,9	-0,5	-1,1
40	-0,5	-1,5	-1,3	-1,9	-1,1	-1,4	-1,1	-1,7
50	-0,9	-2,1	-1,8	-2,6	-1,6	-2,1	-1,6	-2,3
60	-1,4	-2,6	-2,3	-3,1	-2,1	-2,6	-2,1	-2,8
70	-1,9	-3,1	-2,8	-3,6	-2,6	-3,1	-2,4	-3,3
80	-2,4	-3,6	-3,2	-4,1	-3,0	-3,6	-2,9	-3,7
90	-2,9	-4,1	-3,7	-4,6	-3,4	-3,9	-3,4	-4,2
100	-3,2	-4,5	-3,9	-4,9	-3,7	-4,2	-3,8	-4,6
110	-3,7	-4,9	-4,4	-5,4	-4,1	-4,6	-4,1	-4,9
120	-4,1	-5,2	-4,8	-5,8	-4,5	-4,9	-4,4	-5,3
130	-4,4	-5,6	-5,1	-6,1	-4,9	-5,3	-4,8	-5,7
140	-4,7	-6,0	-5,4	-6,4	-5,2	-5,7	-5,2	-6,1
150	-5,1	-6,4	-5,8	-6,8	-5,5	-5,8	-5,4	-6,3
160	-5,3	-6,6	-6,1	-7,2	-5,7	-6,2	-5,7	-6,7
170	-5,7	-6,9	-6,3	-7,4	-6,0	-6,6	-6,1	-6,9
180	-5,9	-7,2	-6,7	-7,7	-6,4	-6,8	-6,3	-7,2
190	-6,2	-7,5	-6,9	-8,1	-6,6	-7,2	-6,6	-7,6
200	-6,4	-7,9	-7,2	-8,3	-6,9	-7,3	-6,8	-7,8
210	-6,7	-8,1	-7,4	-8,6	-7,1	-7,7	-7,2	-8,1
220	-7,1	-8,4	-7,6	-8,9	-7,4	-7,9	-7,4	-8,3
230	-7,2	-8,6	-7,9	-9,2	-7,5	-8,2	-7,6	-8,6
240	-7,4	-8,9	-8,1	-9,3	-7,7	-8,4	-7,8	-8,8
250	-7,7	-9,0	-8,3	-9,6	-8,0	-8,7	-8,1	-9,1
260	-7,9	-9,2	-8,6	-9,8	-8,1	-8,9	-8,2	-9,3
270	-8,1	-9,4	-8,7	-10,0	-8,4	-9,1	-8,4	-9,4
280	-8,3	-9,6	-8,9	-10,0	-8,5	-9,3	-8,7	-9,7
290	-8,6	-9,7	-9,2	-10,0	-8,7	-9,4	-8,9	-9,8
300	-8,7	-9,9	-9,3	-10,0	-8,9	-9,7	-9,1	-10,0

Tabela E.10. Valores da temperatura do tanque de solução água-álcool ao longo do tempo de operação para a primeira repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da solução água-álcool (°C)							
	Ensaio 9	Ensaio 10	Ensaio 11	Ensaio 12	Ensaio 13	Ensaio 14	Ensaio 15	Ensaio 16
0	6,0	6,0	6,0	5,8	6,2	6,0	6,0	5,9
10	5,3	5,5	5,1	5,0	5,7	5,4	5,4	5,0
20	4,4	4,8	4,3	4,3	4,9	4,8	4,8	4,3
30	3,7	4,0	3,6	3,5	4,3	4,0	4,0	3,5
40	2,9	3,3	2,9	2,8	3,7	3,4	3,4	2,9
50	2,3	2,7	2,4	2,2	3,0	2,8	2,8	2,2
60	1,7	2,0	1,7	1,5	2,5	2,2	2,2	1,5
70	1,2	1,4	1,1	0,9	1,5	1,5	1,5	1,0
80	0,5	0,9	0,6	0,4	1,0	1,0	1,0	0,3
90	0,0	0,3	0,1	-0,2	0,5	0,5	0,5	-0,2
100	-0,5	-0,2	-0,4	-0,6	0,0	0,0	0,0	-0,6
110	-0,9	-0,6	-0,9	-1,1	-0,3	-0,4	-0,4	-1,1
120	-1,4	-1,1	-1,3	-1,8	-0,6	-0,7	-0,7	-1,5
130	-1,7	-1,6	-1,6	-2,0	-1,0	-1,2	-1,2	-2,0
140	-2,1	-2,1	-2,1	-2,5	-1,4	-1,6	-1,6	-2,4
150	-2,6	-2,5	-2,4	-3,0	-1,7	-2,0	-2,0	-2,9
160	-3,0	-2,9	-2,8	-3,4	-2,0	-2,4	-2,4	-3,2
170	-3,4	-3,2	-3,2	-3,7	-2,4	-2,7	-2,7	-3,6
180	-3,7	-3,6	-3,5	-4,0	-2,6	-3,1	-3,1	-4,0
190	-4,1	-4,0	-3,8	-4,4	-3,0	-3,5	-3,5	-4,4
200	-4,4	-4,2	-4,1	-4,7	-3,2	-3,7	-3,7	-4,6
210	-4,7	-4,6	-4,4	-5,1	-3,5	-4,0	-4,0	-4,9
220	-5,0	-4,9	-4,6	-5,4	-3,9	-4,3	-4,3	-5,2
230	-5,2	-5,2	-5,0	-5,5	-4,1	-4,6	-4,6	-5,5
240	-5,5	-5,5	-5,1	-5,9	-4,2	-4,9	-4,9	-5,7
250	-5,9	-5,7	-5,5	-6,0	-4,5	-5,1	-5,1	-6,0
260	-6,0	-6,0	-5,7	-6,2	-4,0	-5,4	-5,4	-6,4
270	-6,2	-6,2	-5,8	-6,5	-4,7	-5,6	-5,6	-6,6
280	-6,5	-6,5	-6,1	-6,7	-5,0	-5,7	-5,7	-6,9
290	-6,7	-6,7	-6,3	-7,0	-5,1	-6,0	-6,0	-7,0
300	-7,0	-6,9	-6,6	-7,1	-5,4	-6,2	-6,2	-7,4

Tabela E.11. Valores da temperatura do tanque de solução água-álcool ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 1 ao 8 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da solução água-álcool (°C)							
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5	Ensaio 6	Ensaio 7	Ensaio 8
0	0,9	1,0	1,1	1,3	1,4	1,0	1,0	1,0
10	0,2	0,2	0,4	0,7	0,9	0,4	0,4	0,4
20	-0,5	-0,5	-0,3	0,0	0,2	-0,2	-0,2	-0,2
30	-1,0	-0,9	-1,0	-0,6	-0,3	-0,6	-0,9	-0,9
40	-1,5	-1,7	-1,5	-1,1	-0,7	-1,2	-1,4	-1,4
50	-2,1	-2,3	-2,1	-1,7	-1,3	-1,7	-2,0	-2,0
60	-2,6	-2,8	-2,5	-2,4	-1,7	-2,2	-2,5	-2,5
70	-3,1	-3,3	-3,0	-2,8	-2,2	-2,7	-3,0	-3,0
80	-3,5	-3,8	-3,5	-3,5	-2,6	-3,1	-3,5	-3,5
90	-4,0	-4,2	-3,9	-3,9	-3,1	-3,6	-3,9	-3,9
100	-4,4	-4,7	-4,2	-4,4	-3,4	-4,0	-4,4	-4,4
110	-4,7	-5,1	-4,6	-4,7	-3,8	-4,4	-4,7	-4,7
120	-5,1	-5,4	-5,1	-5,1	-4,1	-4,7	-5,1	-5,1
130	-5,5	-5,8	-5,4	-5,5	-4,4	-5,0	-5,5	-5,5
140	-5,9	-6,2	-5,7	-5,9	-4,8	-5,4	-5,9	-5,9
150	-6,2	-6,6	-6,0	-6,2	-5,2	-5,6	-6,1	-6,1
160	-6,6	-6,8	-6,4	-6,5	-5,4	-5,9	-6,5	-6,5
170	-6,9	-7,2	-6,6	-6,9	-5,6	-6,2	-6,7	-6,7
180	-7,1	-7,4	-6,9	-7,1	-5,8	-6,5	-7,0	-7,0
190	-7,4	-7,7	-7,1	-7,4	-6,1	-6,7	-7,4	-7,4
200	-7,6	-7,9	-7,4	-7,6	-6,4	-6,9	-7,6	-7,6
210	-8,0	-8,2	-7,6	-7,9	-6,6	-7,1	-7,9	-7,9
220	-8,2	-8,6	-7,9	-8,1	-6,8	-7,4	-8,1	-8,1
230	-8,4	-8,8	-8,1	-8,4	-7,1	-7,5	-8,4	-8,4
240	-8,6	-9,1	-8,4	-8,5	-7,3	-7,7	-8,6	-8,6
250	-8,9	-9,3	-8,6	-8,7	-7,6	-8,0	-8,7	-8,7
260	-9,1	-9,5	-8,7	-8,9	-7,7	-8,2	-9,0	-9,0
270	-9,2	-9,7	-8,9	-9,0	-7,9	-8,4	-9,2	-9,2
280	-9,2	-9,9	-9,0	-9,2	-8,1	-8,6	-9,4	-9,4
290	-9,1	-10,0	-9,1	-9,4	-8,3	-8,9	-9,6	-9,6
300	-9,1	-10,0	-9,2	-9,5	-8,6	-9,0	-9,7	-9,7

Tabela E.12. Valores da temperatura do tanque de solução água-álcool ao longo do tempo de operação para a segunda repetição dos ensaios 9 ao 16 com a bomba de calor “B3” variando as condições iniciais de operação.

Tempo (min)	Temperatura da solução água-álcool (°C)							
	Ensaio 9	Ensaio 10	Ensaio 11	Ensaio 12	Ensaio 13	Ensaio 14	Ensaio 15	Ensaio 16
0	5,8	6,0	6,2	5,8	6,0	6,2	6,0	6,0
10	5,1	5,3	5,4	4,9	5,2	5,5	5,5	5,2
20	4,5	4,5	4,6	4,1	4,6	4,9	4,4	4,4
30	3,7	3,8	3,9	3,4	3,9	4,3	3,5	3,7
40	3,0	3,2	3,1	2,6	3,2	3,5	3,0	3,0
50	2,3	2,4	2,5	2,0	2,5	2,9	2,2	2,4
60	1,9	1,8	1,9	1,4	2,0	2,3	1,6	1,8
70	1,3	1,3	1,3	0,7	1,4	1,7	1,0	1,2
80	0,8	0,7	0,7	0,1	0,9	1,2	0,6	0,7
90	0,4	0,0	0,2	-0,5	0,4	0,5	-0,1	0,0
100	-0,2	-0,5	-0,3	-0,9	-0,1	0,1	-0,4	-0,5
110	-0,6	-0,9	-0,8	-1,4	-0,6	-0,3	-1,2	-0,9
120	-0,9	-1,4	-1,2	-1,9	-0,9	-0,7	-1,4	-1,4
130	-1,4	-1,9	-1,6	-2,4	-1,3	-1,1	-1,7	-1,7
140	-1,7	-2,2	-2,1	-2,8	-1,8	-1,6	-2,3	-2,1
150	-2,1	-2,7	-2,4	-3,2	-2,2	-2,0	-2,6	-2,6
160	-2,5	-3,1	-2,8	-3,7	-2,6	-2,4	-3,1	-3,0
170	-2,9	-3,5	-3,2	-4,1	-2,9	-2,7	-3,6	-3,4
180	-3,1	-3,9	-3,6	-4,4	-3,3	-3,1	-3,8	-3,7
190	-3,5	-4,1	-3,9	-4,8	-3,7	-3,5	-4,6	-4,1
200	-3,7	-4,5	-4,3	-5,1	-3,9	-3,7	-4,9	-4,4
210	-4,1	-4,7	-4,6	-5,4	-4,2	-4,1	-5,3	-4,7
220	-4,4	-5,1	-4,9	-5,7	-4,4	-4,4	-5,5	-5,0
230	-4,6	-5,4	-5,2	-5,9	-4,7	-4,7	-5,9	-5,2
240	-4,9	-5,6	-5,4	-6,2	-5,1	-4,9	-6,1	-5,5
250	-5,2	-5,9	-5,7	-6,6	-5,2	-5,1	-6,2	-5,7
260	-5,4	-6,1	-5,9	-6,7	-5,4	-5,4	-6,2	-6,0
270	-5,5	-6,3	-6,2	-6,9	-5,7	-5,6	-6,2	-6,2
280	-5,7	-6,6	-6,4	-7,2	-5,9	-5,9	-6,2	-6,4
290	-6,0	-6,7	-6,7	-7,4	-6,1	-6,0	-6,3	-6,6
300	-6,1	-7,0	-6,9	-7,6	-6,3	-6,2	-6,4	-6,9

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGUIAR, A. P. A. Sustentabilidade Técnica, Econômica e Social dos Sistemas de Produção de Leite a Pasto. In: MARTINS, C. E. et al. **Sustentabilidade de Sistemas de Sistemas de Produção de Leite a Pasto e Confinamento**. Juiz de Fora: Embrapa Gado de Leite, 2001, p. 27-60.
- ARAÚJO, M. L.; ROCHA, N. R. **Aplicação de Bomba de Calor em Laticínios**. Revista Instituto de Laticínios Cândido Tostes. Juiz de Fora/MG, V. 45, n. 267/272, 33-37p, 1990.
- ASHRAE. **Applied heat pump and heat recovery systems**. Ashrae - Ashrae Handbook. Atlanta, Ashrae, 1996. Cap. 8. 22p.
- ASHRAE. **Thermodynamics and refrigeration cycles**. Ashrae - Ashrae Handbook. Atlanta, Ashrae, 1997. Cap. 1. 20p.
- BARROS, N. B. **Planejamento e otimização de experimentos**. Editora da Unicamp. Campinas, SP. 1996. 278p.
- BENINCASA, M.; ORTOLANI, A. F.; LUCAS JUNIOR, J. **Biodigestores convencionais**. Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias. Jaboticabal, 1991. 25p.
- BAIRD, C. D. et al. **Heat Pump for Heating and Cooling Water for Aquacultural Production**. Circular 1096, University of Florida, Mai. 1993, 4p. Disponível em: <<http://edis.ifas.ufl.edu/pdffiles/AE/AE03500.pdf>>. Acesso em: 01 Set. 2003.
- BALINT, V. **Qualidade do leite tem data marcada**. Revista do Leite e Derivados. São Paulo, SP, Ed. 67, Nov. 2002. Disponível em: <http://www.dipemar.com.br/leite/67/materia_especial_leite.htm>. Acesso em: 08 Set. 2003.
- BERNIER, J. **La pompe de chaleur – mode d’emploi**. Pyc-Édition, Paris, França, 1979. 372p.
- BILGEN, E. TAKAHASHI, H. **Exergy analysis and experimental study of heat pump systems**. Exergy, an International Journal 2 (2002), 259-265.
- BOUMA, J. **Heat Pump – Better by Nature**. IEA Heat Pump Centre Newsletter. Holanda, v(20), n. 2, 10-27p, 2002. Disponível em: <<http://www.heatpumpcentre.org/nwletr/download/N2002.pdf>>. Acesso em: 01 Set. 2003.
- CEMIG. **Estudo de otimização energética: setorial laticínios**: CEMIG, 1989.

- CEMIG. Companhia Energética de Minas Gerais. **Utilização de bomba de calor no edifício sede da Cemig**. N. T. 02111- CM/UE - 44, 12p, 1992.
- CESP. Companhia Energética de São Paulo. **Projeto de uma bomba de calor experimental**. Proposta n.º 50380 (não publicado). CESP. São Paulo. 1979.
- CORTEZ, L. A. B.; NEVES FILHO L. C. **Aplicação de bombas de calor na agricultura e na agroindústria brasileira**. Anais do III Congresso Nacional de Energia. La Serena, Chile. 17-19 de abril de 1996. p. 337-343.
- CORTEZ, L. & R. BOILY. **La rentabilité des récupérateurs de chaleur du lait**. Apresentado no 11e Colloque de Génie Rural, Université Laval, Québec, Canadá. 1984. 45 p.
- CORTEZ, L. A. B. e L. HALÁSZ. **Projeto de um trocador de calor para a recuperação de calor de superaquecimento de um sistema de refrigeração do abatedouro da Sociedade Avícola de Louveira - Soberbo**. Relatório de Estágio do Aluno de Graduação Luís Augusto Barbosa Cortez na Sociedade Avícola de Louveira - Soberbo em Dezembro de 1979 sob a orientação do Prof. László Halász da Faculdade de Engenharia de Alimentos, UNICAMP, Campinas, SP. 1979 (Não Publicado).
- COMASTRI FILHO, J. A. **Biogás, independência energética do Pantanal Mato-grossense**. EMBRAPA. UEPAE de Corumbá. Circular Técnica, 9. Corumbá. 1981. 53p.
- EMBRATER. **Manual técnico de construção e operação de biodigestores**. Empresa Brasileira de Assistência Técnica e Extensão Rural. Brasília, 1981. 52p.
- FAGUNDES, M. H. **Leite : Situação atual e perspectivas para o setor**. Conjunturas Agropecuárias, Estudos Especiais. Brasília: CONAB, 2003. 32p. Disponível em <<http://www.conab.gov.br/downloads/cas/especiais/LEITE%2026%20AGOSTO.pdf>>. Acesso em: 27 Ago. 2003.
- GALLO, W. L. R. **Análise exergética de motores a gasolina e a álcool**. Tese de doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica. Unicamp, 1990.
- GARCIA, F. P. & PELLEGRINI M. C. **Dimensionamento, construção e operação de digestores rurais de pequeno porte**. CESP. Companhia Energética de São Paulo. São Paulo. 1982. 17p.
- GELLER, H. S.; GOLDEMBERG, J.; MOREIRA, J. R.; HUKAI, R.; SCARPINELLA, C.; YSOHIZAWA, M. **Electricity conservation in Brazil: potencial and progress, energy**. Great Britain v(13): 469-483, 1988.
- GELLER, H. S. **O uso eficiente da eletricidade: uma estratégia de desenvolvimento para o Brasil**. Rio de Janeiro: INEE, 1994, 226p.

- GOMES, A. T.; ZOCCAL, R. Caracterização da produção de leite nas principais regiões produtoras do País. In: MARTINS, C. E.; ALENCAR, C. A. B.; BRESSAN, M. **Sustentabilidade da produção do leite no Leste Mineiro**. Juiz de Fora: Embrapa Gado de Leite, 2001, p. 7-17.
- HARDOIM, P. C. & GONÇALVES, A. D. M. A. **Avaliação do Potencial do Emprego do Biogás nos Equipamentos Utilizados em Sistemas de Produção de Leite**. Anais do 3º Encontro de Energia no Meio Rural. Campinas, SP. 12-15 de setembro de 2000. p. 70.
- HEPBASLI, A. AKDEMIR O. **Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system**. Energy Conversion and Management 45 (2004), 737-753.
- IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Produção da Pecuária Municipal**. Rio de Janeiro, 2003. V. 31, 31p. Disponível em : <<http://www.ibge.gov.br>>.
- IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Sistema de Contas Nacionais**. Rio de Janeiro, 2004. n. 12, 138p. Disponível em : <<http://www.ibge.gov.br>>.
- IPT. Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo. **Produção de Biogás**. São Paulo: IPT, 1982. 27 p.
- JANNUZZI, G. M. **Planejando o consumo de energia elétrica através de programas de difusão de tecnologias mais eficientes**. Revista Brasileira de Energia. Rio de Janeiro, RJ. v(3): 176-188, n.º 1, 1993.
- JANNUZZI, G. M.; SWISHER, J. N.P. **Planejamento integrado de recursos energéticos: meio ambiente, conservação de energia e fontes renováveis**. Campinas, SP: Autores Associados, 1997. 246 p.
- KOTAS, T.J., 1995, “**The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**”, Reprint Edition, Edit. Krieger Publishing Company, Florida, USA, 328 p.
- LEITE & DERIVADOS. **Últimos Ajustes para 2005**. Revista do Leite e Derivados. São Paulo, SP, Ed. 72, Agosto de 2003. Disponível em: <http://www.dipemar.com.br/leite/72/materia_perfil_leite.htm>. Acesso em: 08 Set. 2003.
- LEITE & DERIVADOS. **Nova Legislação movimentou o setor**. Revista do Leite e Derivados. São Paulo, SP, Ed. 73, Setembro de 2003. p. 67-82.
- LUCAS JUNIOR, J. & SILVA, F. M. **Biogás, produção e utilização**. Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias. Jaboticabal, (s.d.). 8p.

- MARTINS, P. C. **O Sistema Agroindustrial do leite: Transações e Incentivos à Adoção de Tecnologias**. II Workshop Brasileiro de Gestão de Sistemas Agroalimentares, Universidade de São Paulo, Faculdade de Engenharia de Alimentos, Ribeirão Preto, Brasil, 1999. Disponível em <<http://www.fearp.usp.br/EGNA/arquivo/22.pdf>>. Acesso em: 27 Ago. 2003.
- MARTINS, P. C.; GUILHOTO, J. J. M. Geração de Emprego e Renda no Sistema Agroindustrial do Leite Brasileiro. In: PORTUGAL, J. A. B. **O Agronegócio do Leite e os Alimentos Lácteos funcionais**. Juiz de Fora: EPAMIG – Centro Tecnológico - ILCT, 2001, p. 37-54.
- MME. Ministério de Minas e Energia. **Modelo energético brasileiro**. Brasília: 1991. Versão II.91p.
- MME. Ministério de Minas e Energia. **Balanco energético nacional 2003**. Brasília : MME, 2000. 152p.
- MUNDO DO LEITE. **Com tanques comunitários pequenos produtores de Minas fogem da exclusão e aumentam a renda**. Revista Mundo do Leite. São Paulo, SP, Ed. N.º 6, Novembro de 2003. p. 9-11.
- NEVES FILHO L. C. **Refrigeração e alimentos**. Apostila da disciplina de refrigeração TA-934. UNICAMP-FEA. 2001. 322 p.
- OLIVEIRA, A. C. C. & SÁ JUNIOR, J. C. **Uso eficiente de energia elétrica**. Recife: Ed. Universitária da UFPE, 1998. 113 p.
- PROCEL. **Manual de conservação de energia elétrica na indústria**. [S.l. : s.n., 198-]. 80 p.
- REIS, MEDEIROS e MONTEIRO. **Custos de Produção da Atividade Leiteira na Região Sul de Minas Gerais**. Revista Organizações Rurais e Agroindustriais, volume 3, número 2 – julho a dezembro de 2001, página da web.
- ROBBS, P. G.; CAMPELO, J. C. F. Produção Segura do leite. In: PORTUGAL, J. A. B. *et al.* **Segurança Alimentar do leite**. Juiz de Fora: EPAMIG/CT/ILCT; Embrapa Gado de leite, 2002, p. 53-76.
- SANTIAGO, A. C. & CRESTANA, M. S. M. **PROGÁS – Normas técnicas para projetos de biodigestores**. Governo do Estado de São Paulo, Secretaria de Agricultura e Abastecimento. Coordenadoria de Assistência Técnica Integral (CATI). Com. Téc. N. 27. Campinas. 1981. 13p.
- SERAPHIM, O. J. **Tecnologia e aplicação racional de energia elétrica e de fontes renováveis na agricultura**. In: Simpósio Tecnologia e Aplicação Racional de Energia Elétrica e de Fontes Renováveis na Agricultura, 1997, Campina Grande. Anais...Campina Grande: UFPB, 1997. 176p.

SEBRAE/FGV. **Sondagem Conjuntural – Micro e Pequenas Empresas**. Ano 6, n. 17, 2001, 6p. Disponível em : <<http://www.sebrae.com.br>>. Acesso em: 06 Ago. 2003.

SILVA, A. **Avaliação energética e exergética de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor de processo**. Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica. Unicamp, 1994.

SILVA, A. & CORTEZ, L. A. B. **Projeto integrado de utilização de biogás e energia solar visando a operação de um sistema de refrigeração de leite por absorção**. Projeto de dissertação de mestrado do Engenheiro Andrés da Silva sob orientação do Prof. Luís Augusto Barbosa Cortez da Faculdade de Engenharia Agrícola, UNICAMP. Campinas. 1991. 39p. (Não publicado).

STAL-LAVAL **The heat trick in Uppsala** (catálogo). (s.d.).

SZARGUT, J., Morris, D.R. and Steward, F.R, 1988, “ **Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process**”, Hemisphere Publishing Co., New York, USA, 330p.

VILLARINHO, A. N. & HALÁSZ. **Projeto para substituição do óleo combustível por recuperação de calor no escaleiro de um abatedouro de frango**. Relatório de Estágio da Engenheira Andréa Naccarotto Villarinho na Cooperativa Agrícola de Cotia em Janeiro de 1980 sob a orientação do Prof. László Halász da Faculdade de Alimentos, UNICAMP, Campinas, SP. 56p. 1980. (Não Publicado).

VAN WYLEN G. J. SONNTAG, R. E. BORGNAPKE C. **Fundamentos da Termodinâmica**. Editora Edgard Blücher, São Paulo, SP – Brasil. 2003. p. 100-246.